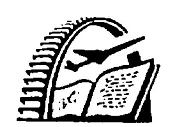
С. А. ГОРГИДЖАНЯН и А. И. ДЯГИЛЕВ

ПОГРУЖНЫЕ НАСОСЫ ДЛЯ ВОДОСНАБЖЕНИЯ И ВОДОПОНИЖЕНИЯ



ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
ЛЕНИНГРАД · 1968

УДК 621.671

Погружные насосы для водоснабжения и водопонижения. Горгиджанян С. А. и др. Изд.-во «Машиностроение» 1968. 112 стр. +1 вкл. Табл. 15. Илл. 51. Библ. 30 назв.

В книге изложены рекомендации к расчету и проектированию проточной полости ступеней насосов для скважин диаметром 150—250 *мм*. Дан критический анализ форм проточной полости ступеней, и рассмотрена методика экспериментального исследования проточной полости ступеней. Полученные авторами результаты работ по отработке ступеней насосов ЭПН-6 и ЭПН-8 могут быть использованы при разработке новых конструкций насосов и, в частности, серии насосов типа ЭПН.

Приведена методика проведения контрольных и нормальных испытаний погружных насосов в заводских условиях, а также даны необходимые сведения по монтажу и эксплуатации.

В книге приведен обзор основных конструкций погружных насосов, представлены их технические характеристики и сравнительные данные по экономическим и эксплуатационным показателям.

Книга рассчитана на лиц, занимающихся проектированием, исследованием и эксплуатацией погружных насосов, а также может быть использована студентами втузов при изучении соответствующих спецкурсов.

Рецензент канд. техн. наук М. В. Луговской

3—13—5
124—68

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
47	11-я сверху	$-\frac{v_н^2 - v_в^2}{2g}$	$+\frac{v_н^2 - v_в^2}{2g}$

Заказ 1679. Горгиджанян и др.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В Программе КПСС вопросу эффективного использования природных водных ресурсов уделяется значительное внимание. В ближайшее двадцатилетие предстоит осуществить грандиозный план комплексного использования и охраны водных ресурсов. Выполнение планов роста производства сельскохозяйственной продукции требует серьезного анализа перспективных приходно-расходных водохозяйственных балансов и определения источников покрытия их дефицита [9]. Все это требует дальнейшего развития насосостроения.

Выпуск погружных насосов увеличится за годы пятилетки в 2—3 раза. Для их производства построены крупные современные специализированные заводы. Проектными организациями разработаны новые перспективные конструкции погружных насосов, которые освоены либо осваиваются промышленностью; в этой области ведутся конструкторские и научно-исследовательские работы.

Наиболее полные сведения по конструкциям и эксплуатации погружных насосов даны были в книге Д. М. Хохловкина «Глубинные насосы для водопонижения и водоснабжения». Эта книга предназначена для лиц, занимающихся эксплуатацией насосных установок и их проектированием, и охватывает разнообразные типы насосов: глубинные, погружные, поршневые, винтовые, водоструйные, эрлифтные, иглофильтровые и т. д. Поэтому естественно, что в книге не рассматриваются вопросы гидравлического расчета проточной полости и экспериментального ее исследования.

Развитие насосостроения выдвигает задачу создания книги, в которой были бы сосредоточены вопросы по конструкциям погружных насосов, основным положениям расчета и экспериментального исследования их проточной полости, а также по монтажу

и эксплуатации. Этим и руководствовались авторы, предпринимая попытку обобщения накопленного в этой области опыта. В порядке уточнения следует заметить, что погружной насос — это обычно вертикального типа секционный насос, устанавливаемый вместе с электродвигателем непосредственно в буровой скважине с заглублением под динамический уровень воды.

При написании книги использованы некоторые материалы (чертежи, отчеты, инструкции), любезно предоставленные авторам институтом «Гидропроект» им. С. Я. Жука, СКБ завода им. Котовского, Московским механическим заводом Главсельэлектросетьстроя по РСФСР и ОКБ бесштанговых насосов.

Обобщение опыта в области конструирования погружных насосов, расчета и экспериментального исследования их проточной полости представляет собой сложную задачу.

Авторы понимают, что первое издание книги такого рода не может не иметь недостатков, и с благодарностью примут все критические замечания читателей.

ГЛАВА I

ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ, КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОГРУЖНЫХ НАСОСОВ

1. Применение погружных насосов в различных отраслях народного хозяйства

Для создания изобилия сельскохозяйственных продуктов, повышения культуры земледелия и животноводства и улучшения культурно-бытовых условий сельского населения важнейшим мероприятием является обеспечение качественной водой животноводческих ферм, пастбищ и населенных пунктов совхозов и колхозов. Для этого необходимо строительство новых и более эффективное использование существующих сооружений сельскохозяйственного водоснабжения и обводнения.

В решении проблемы покрытия дефицита водохозяйственного баланса в ближайшем будущем главенствующая роль будет принадлежать подземным водам. Широкие перспективы использования подземных вод для орошения, сельскохозяйственного водоснабжения и обводнения пастбищ требуют расширения выпуска погружных насосов, обладающих высокими энергетическими и эксплуатационными качествами.

Погружные насосы получили широкое распространение для искусственного понижения уровня грунтовых вод при осушении котлованов гидротехнических сооружений, крупных промышленных и гражданских объектов, возводимых на обводненных грунтах. Затраты на осушение котлованов составляют 10—30% от стоимости их сооружения. Основной причиной высокой стоимости осушения являются расходы на эксплуатацию насосного оборудования. Стоимость бурения водопонизительных скважин также является значительной. Поэтому разработка высокоэффективного насосного оборудования представляет собой актуальную задачу.

В горнорудной промышленности водоснабжение глубинными и погружными насосами также получает широкое распространение и во многих случаях является единственным средством, обеспечивающим доступность месторождений для разработки. Так, например, разработка богатейших месторождений Курской магнитной аномалии с содержанием железа в руде до 69% чрезвычайно затруднена сложными гидрогеологическими и горнотехническими

условиями, так как надрудная толща состоит из неустойчивых, нередко плывунных пород и содержит напорные водоносные горизонты. Разработка месторождений КМА не может производиться без водопонижения с целью осушения рудных залежей на всех участках. Примерно три четверти всех горных работ в СССР планируется к 1980 г. производить открытым способом с применением в необходимых случаях погружных насосов для водопонижения.

Глубинные и погружные насосы также широко применяются для водопонижения при проходке шахтных стволов и для осушения шахтных полей. Первый опыт по осушению обводненных шахт с применением водопонижения накоплен в Подмосковном бассейне. Применение погружных насосов для стационарного водоотлива из шахт упрощает их водоотливное хозяйство, так как при этом отпадает надобность в оборудовании подземных насосных установок.

Погружные насосы находят широкое применение для водоснабжения городов и населенных пунктов. Установленная мощность хозяйственно-питьевых водопроводов на 1965 г. составляет примерно 24 млн. $м^3$ в сутки. В перспективе работ водопотребления характеризуется данными табл. 1 [24].

Таблица 1

Годы	Водопотребление на хозяйственно-питьевые нужды на человека в сутки, $м^3$	
	без учета потребления воды в промышленности	с учетом потребления воды в промышленности
1965	0,15—0,16	0,30—0,32
1980	0,35—0,40	0,65—0,66

Часть общего водопотребления будет обеспечиваться за счет водоснабжения погружными насосами как из скважин, так и из открытых водоисточников. Например, только в Московской области планируется довести потребление подземных вод к 1975 г. до 3—4 млн. $м^3$ в сутки.

Простота автоматизации ввиду отсутствия необходимости заливки перед пуском, а также возможность создания погружных насосов, способных работать в горизонтальном положении, создают благоприятные условия для широкого их использования в постоянных системах водоснабжения из открытых водоемов. Помимо этого, погружные насосы незаменимы для всякого рода временных устройств водоснабжения из открытых водоемов. Они позволяют подавать воду потребителям при минимальных строительных затратах и малом сроке сооружения установок.

Принципиально возможно также создание погружных насосов для станций перекачки сточных вод, что позволяет отказаться от наземных сооружений, снизить эксплуатационные затраты и улучшить архитектуру населенных пунктов.

Перспективно применение погружных насосов в современных установках кондиционирования воздуха. Такие установки для театров, кинотеатров, универмагов, а особенно для заводских

корпусов характеризуются большими массами перемещаемого воздуха и необходимостью отвода большого количества тепла. Из-за высокой стоимости холодильного оборудования целесообразно в летнее время использовать подземные воды, так как температура воды на глубине 20—25 *м* является достаточно низкой (примерно 5° в Москве).

Для отраслей промышленности, потребляющих воду в больших количествах, является благоприятным малый диапазон колебания температуры подземных вод по временам года, тогда как в открытых источниках эти колебания составляют 20 *град*, что осложняет работу многих предприятий.

2. Установки с погружными насосами

Типовая схема насосной установки представлена на рис. 1. Установка состоит из насоса, соединенного с электродвигателем, колонны водоподъемных труб и наземного оборудования. Насос с электродвигателем *1* располагается ниже динамического уровня воды в скважине. Токоподводящий кабель прокладывается по колонне водоподъемных труб одновременно с ее навеской. Наземное оборудование включает в себя крушку скважины *3*, в которой крепится колонна водоподъемных труб *2*, колено *5*, вентиль *4* (задвижку), манометр *6*, пусковое устройство или специальную станцию управления *7*, обеспечивающую автоматическую работу установки. Погружные насосы в качестве привода могут иметь электродвигатели следующих типов.

1. Сухой элекродвигатель, помещенный в герметически закрытый корпус, в котором автоматически поддерживается необходимое противодавление воздуха, препятствующее проникновению воды в электродвигатель. Громоздкость конструкции электродвигателей этого типа из-за наличия компрессора и воздухопровода для подачи воздуха в герметический корпус, а также ненадежность защиты от попадания воды служат серьезным препятствием для широкого их применения.

2. Маслозаполненный электродвигатель с ртутным сальниковым уплотнением вала для предотвращения попадания воды в двигатель. Внутренняя полость электродвигателя заполнена маслом с малым коэффициентом вязкости для уменьшения потерь мощности на трение при вращении ротора двигателя, это же масло используется для смазки подшипников электродвигателя. Количество масла определяется исходя из теплового режима работы электродвигателя при полной нагрузке. В нижней части электродвигателя имеется специальный резервуар для масла, объем этого резервуара определяется количеством тепла, которое необходимо отводить в процессе работы. Чтобы компенсировать температурное изменение объема масла, нижняя часть резервуара для масла заполнена водой,

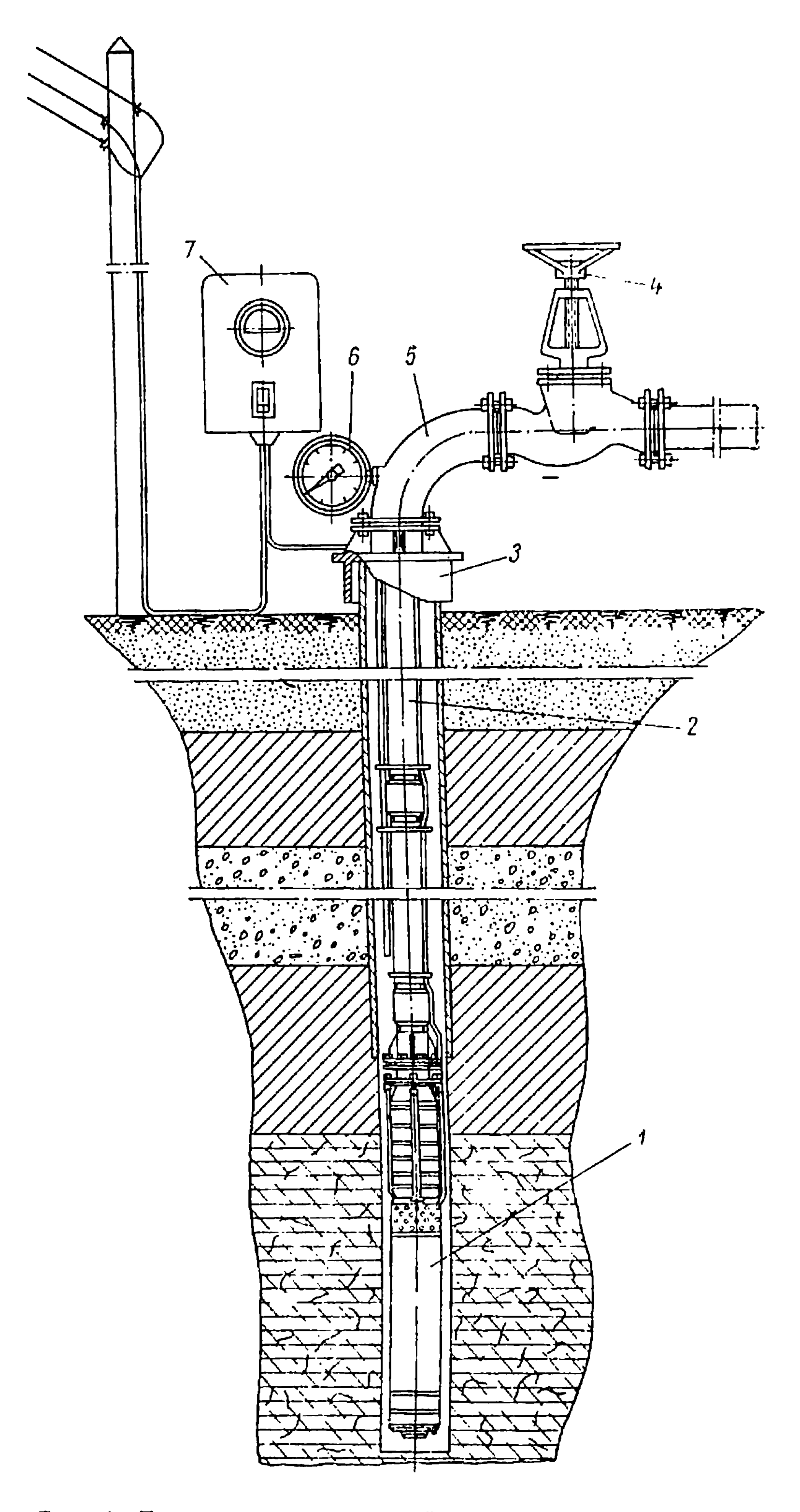


Рис. 1. Типовая схема насосной установки с погружным насосом

сообщающейся с водой в скважине в области всасывания специальной трубкой. Этим же обеспечивается создание необходимого противодавления для нормального положения ртути в ртутном сальниковом уплотнении вала электродвигателя. Предусматривается циркуляция масла для его охлаждения. Специальным рабочим колесом масло подается через зазор между ротором и статором и возвращается через зазор между статором и кожухом статора, который омывается водой. Сложность конструкции электродвигателя этого типа и необходимость участия завода-изготовителя в монтажно-демонтажных работах существенно ограничивают область их распространения.

3. Полусухой электродвигатель с защитой статорной обмотки тонкостенной гильзой из немагнитного сплава или другого материала от попадания воды. Ротор электродвигателя вращается в воде, которая заливается в корпус при монтаже перед спуском насоса в скважину. Защита электродвигателя от попадания песка через зазор между валом и подшипником осуществляется пескоотражательным устройством, а также уплотнением ввода кабеля. Осевая сила, возникающая при работе насоса, воспринимается упорной пятой. Подшипники электродвигателя работают в воде, которой и смазываются. Полусухие электродвигатели достаточно надежны в работе и не уступают в этом отношении другим типам электродвигателей. Но использование для статорной обмотки провода с изоляцией на полиэтиленовой основе исключает надобность защиты электродвигателя от попадания воды, поэтому более широкое распространение получили водозаполненные электродвигатели.

4. Водозаполненные электродвигатели погружных насосов — это специального исполнения асинхронные трехфазные электродвигатели с короткозамкнутым ротором. Для статорной обмотки используются обмоточный провод с изоляцией на полиэтиленовой основе, которая обладает: отсутствием влагопоглощения, высокой стойкостью против пробоя, постоянством сопротивления при изменении температуры и отсутствием признаков старения. Водозаполненные электродвигатели проще других типов по конструкции, надежнее в эксплуатации и по этим причинам имеют наибольшее распространение. Все отечественные погружные насосы, предназначенные для водоподъема, снабжены водозаполненными электродвигателями. Электродвигатели поставляются комплектно с насосным узлом, поэтому конструктивные их особенности удобнее в дальнейшем рассматривать одновременно с описанием различных конструкций погружных насосов.

Погружные насосы имеют ряд преимуществ перед глубинными. Глубинные насосы вследствие своих преимуществ перед поршневыми или штанговыми насосами, эрлифтами и водоструйными насосами, получили широкое распространение в практике водопонижения и водоснабжения как

в СССР, так и за рубежом. Они не содержат поступательно движущихся частей с быстро изнашивающимися манжетами, не имеют часто ломающихся штанг и обладают более высокими к. п. д. Наиболее распространенными глубинными насосами являлись насосы типа АТН [18] для скважин диаметром 200—400 *мм* при подачах 30—400 *м*³/*ч* с напорами до 100 *м*. Особенностью проточной полости этих насосов является применение диагональных рабочих колес открытого или закрытого типа и бездиффузорных отводов с полуосевыми обратными каналами. Коэффициент быстроходности большинства типоразмеров $n_s = 160$. Выпускаются глубинные насосы и других типов, например насосы НА и А для скважин большого диаметра с подачами до 1200 *м*³/*ч* и формой проточной полости, аналогичной насосам типа АТН.

Наряду с достоинствами глубинные насосы имеют ряд существенных недостатков, в силу которых они почти полностью вытеснены более совершенными конструкциями — погружными насосами. Основным конструктивным недостатком глубинных насосов является наличие длинного приводного вала от двигателя на поверхности к насосу в скважине. Этим же определяется целый ряд эксплуатационных недостатков:

необходимость точной установки вала насоса, направляющих подшипников и муфт, что исключает возможность использования этих насосов в искривленных скважинах;

вибрация длинного приводного вала воспринимается обсадными трубами, что мешает естественному формированию фильтров, разрушает их и приводит к значительному выносу песка с откачиваемой водой;

быстрый износ приводного вала из-за механических примесей, содержащихся в откачиваемой воде;

пониженное число оборотов из-за быстрого износа приводного вала;

большая металлоемкость и потребность в специальном подъемном оборудовании для производства монтажно-демонтажных работ;

дополнительные механические потери в подшипниках приводного вала.

Погружные насосы не имеют этих недостатков, а к числу их достоинств относятся:

отсутствие необходимости заливки насоса перед пуском в работу;

сравнительная простота осуществления автоматизации работы всей установки;

простота обслуживания и ремонта;

способность работать в искривленных скважинах;

малый вес и простота монтажно-демонтажных работ;

более высокий по сравнению с другими типами водоподъемных установок к. п. д.

3. Погружные насосы типа АП и АПВ

Погружные насосы этого типа до недавнего времени являлись наиболее распространенными в системах водоснабжения и водопонижения. Насосы типа АП и АПВ не имеют принципиальных отличий и составляют единую серию. Некоторые технические данные насосов этой серии приведены в табл. 2. Принятое обозначение насосов этого типа означает следующее: первая цифра указывает минимальный диаметр скважины в *мм*, уменьшенный в 25 раз; следующий за ней шифр АП или АПВ соответственно означает — артезианский погружной или артезианский погружной высоконапорный; цифра за шифром указывает коэффициент быстроходности, уменьшенный в десять раз; последняя цифра означает число ступеней насосного узла. Например, обозначение 6АПВ-9×12 следует читать так: минимальный диаметр скважины 150 *мм*, артезианский погружной высоконапорный насос с коэффициентом быстроходности 90 и числом ступеней 12. Насосы типа АПВ имеют более высокие напоры, чем насосы типа АП.

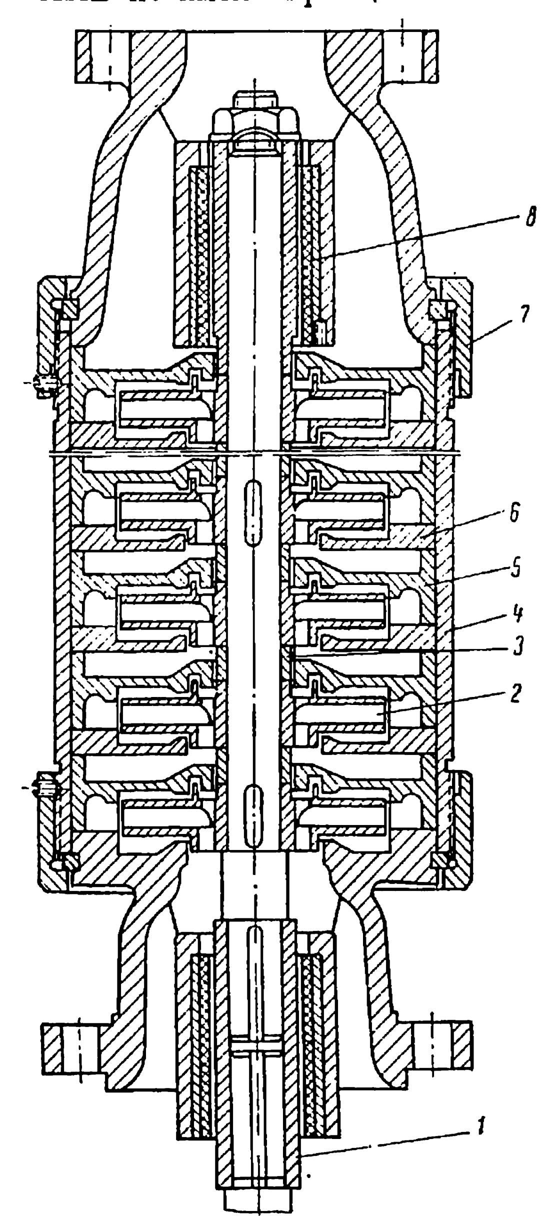


Рис. 2. Насос 6АПВ-9×12

Н а с о с 6АПВ-9×12 показан на рис. 2. Рабочие колеса *2* закрытого типа с цилиндрическими лопастями закреплены на валу с помощью призматических шпонок и распорных втулок *3*. Лопаточные отводы *5* радиального типа имеют 6 направляющих и 6 обратных каналов и располагаются в стальном корпусе в виде трубы *4*. Между отводами (направляющими аппаратами) располагаются проставки *6*, разделяющие ступени. Радиальный зазор между рабочим

Таблица 2

Параметры насосов и другие технические данные	Тип насоса							
	6АП-9×6	8АП-9×6	10АП-18×6	12АП-18×2	6АПВ-9×12	8АПВм-10×7	10АПВм-9×7	12СП-18×11
Подача в $м^3/ч$	5—7,2—10	14—22—29	40—60—80	115—165—215	5—7,5—10	15—22—30	30—40—60	175
Напор в *м*	56—50—36	108—86—55	113—93—62	79—68—49,5	90—77—47	124—102—82	185—158—110	60
Мощность электродвигателя в *квт*	2,5	12	35	60	4	12	35	60
К. п. д. насоса в %	48—55—49	49—52—41,5	50—56,5—48,5	59—63—58,5	48—56—50	57—64—57	61—63—50	70
Скорость вращения в *об/мин*	2880	2850	2880	2865	2850	2850	2850	2865
Число ступеней	6	6	6	2	12	7	7	2
Коэффициент быстроходности	90	90	180	180	90	100	90	180
Минимальный диаметр скважины в *мм*	150	200	250	300	150	200	250	300
Диаметр рабочего колеса в *мм*	82	111	129	185	80	112	134	185
Внутренний диаметр напорных труб в *мм*	50	75	100	150	50	65	100	142
Длина насоса с электродвигателем в *мм*	1205	1770	2301	2014	1304	2070	2142	2186
Вес (масса) агрегата в *кг*	82	225	417	662	78,8	178	325	457
Вес (масса) насосного узла в *кг*	22	50	92	92	29,5	63	170	157

колесом и проставкой образует переднее уплотнение рабочего колеса щелевого типа. Всасывающий и нагнетательный патрубки присоединяются к корпусу насоса с помощью накидных гаек *7*. Патрубки одновременно служат корпусами верхнего и нижнего подшипников. Подшипниками являются резиновые втулки *8*, армированные стальной рубашкой. Смазка и охлаждение подшипников насоса осуществляется водой, поступающей из проточной полости насоса по продольным канавкам, расположенным на внутренней поверхности втулок.

Насосы типа АП и АПВ поставляются комплектно с водозаполненными электродвигателями. Электродвигатель крепится к фланцу корпуса нижнего подшипника. Валы электродвигателя и насоса соединены втулкой *1* из нержавеющей стали. Она одновременно является защитной втулкой вала и через нее ротор опирается на подшипник. В верхнем подшипнике вал также защищен втулкой

Частичное уравновешивание силы осевого давления достигается разгрузочными отверстиями, предусмотренными в ведущем диске рабочего колеса перед входными кромками лопастей последнего. Уравновешивание силы осевого давления разгрузочными отверстиями, как известно, препятствует достижению более высоких значений к. п. д. Этот недостаток является общим и для других типов погружных насосов и в том числе для насосов типа ЭЦНВ, которые составляют основу ГОСТа на погружные насосы и предназначены для массового производства. Остаточная сила осевого давления и сила веса роторов насоса и двигателя воспринимаются опорной пятой электродвигателя. Исследованиями [7, 16] установлено, что применение гидравлически разгруженных рабочих колес в погружных насосах малоэффективно и незначительно снижает величину осевой силы. Объясняется это быстрым износом и ненадежностью работы уплотнений рабочего колеса со стороны ведущего диска.

Существенным недостатком рассмотренной конструкции насоса является также трудность разборки, вызванная посадкой деталей в корпус насоса в виде трубы, усугубляемая коррозией посадочных поверхностей.

Насос 8АП-9×6 имеет такую же конструкцию и отличается тем, что его корпус выполнен из двух половин, соединяемых при сборке с помощью сварки с промежуточным элементом.

Насос 8АПВм-10×7 (рис. 3) в отличие от ранее рассмотренных не имеет общего для всех ступеней корпуса в виде трубы, а каждая ступень имеет свой корпус *1*. Пакет ступеней стягивается шпильками, проходящими через всасывающий и нагнетательный патрубки. Такая конструкция насоса облегчает его разборку после длительной эксплуатации. Другой особенностью конструкции является наличие обратного клапана *2*. Корпус обратного клапана *3* крепится шпильками к корпусу верхнего подшипника.

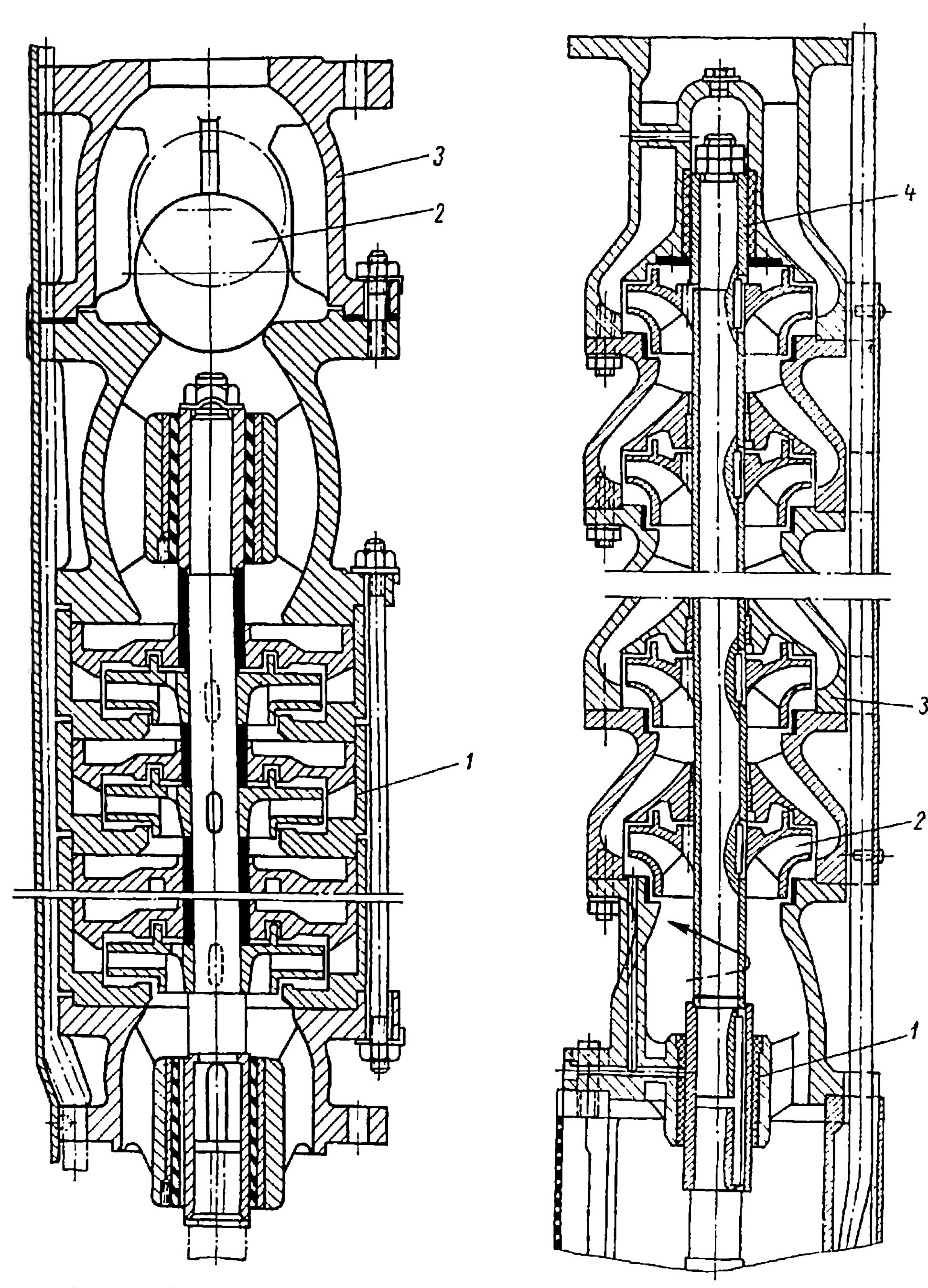


Рис. 3. Насос 8АПВм-10×7

Рис. 4. Насос 10АП-18×6

На внутренней поверхности корпуса обратного клапана имеются ребра, ограничивающие подъем клапана при работе насоса. Обратный клапан представляет собой обрезиненный алюминиевый шар, который при посадке в седло предотвращает сток воды из напорного трубопровода через насос в скважину.

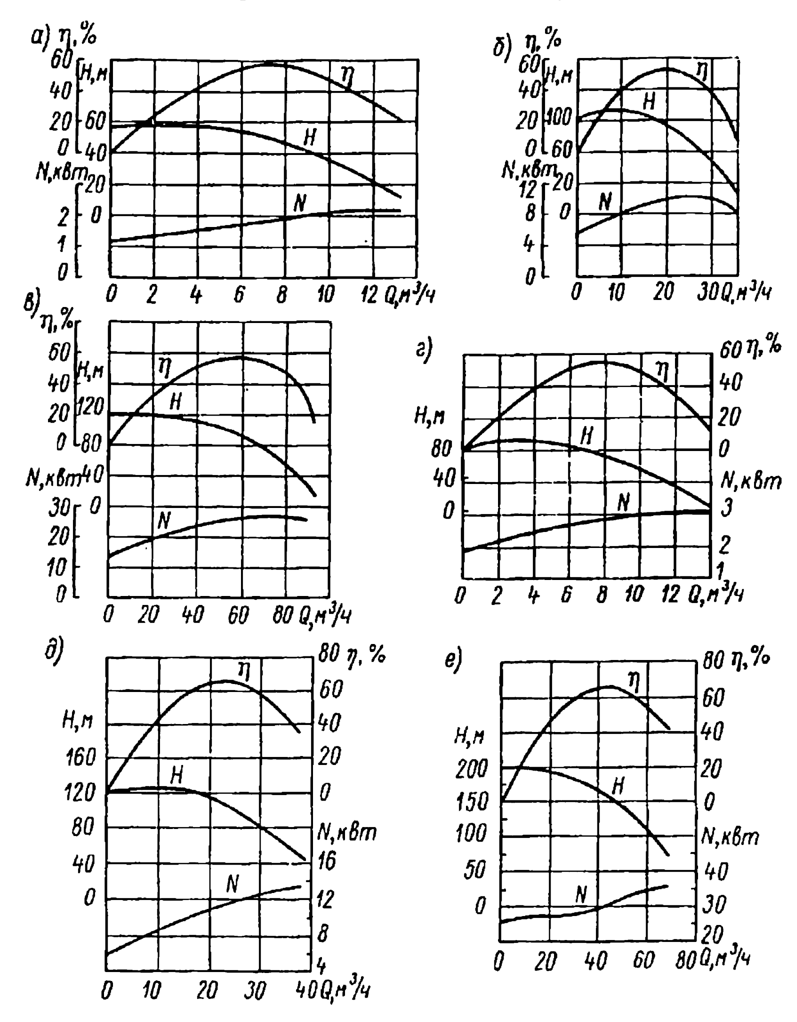


Рис. 5. Характеристики насосов типа АП и АПВ: *а* — 6АП-9×6; *б*—8АП-9×6; *в* — 10АП-18×6; *г* — 6АПВ-9× × 12; *д* — 8АПВм-10×7; *е* — 10АПВм-9×7

Насос 10АПВм-9×7 конструктивно не отличается от насоса 8АПВм-10×7.

Насос 10АП-18×6 показан на рис. 4. Рабочие колеса *2* — закрытого типа с лопастями двоякой кривизны и имеют разгрузочные отверстия. Каждая ступень имеет свой корпус *3*, который одновременно представляет собой полуосевой лопаточный отвод. Отдельные корпуса ступеней соединяются шпильками. Радиальная нагрузка воспринимается нижним подшипником *1*,

расположенным во всасывающем патрубке, и верхним подшипником 4, расположенном в корпусе последней ступени. Подшипники имеют лигнофолевые вкладыши.

Рабочие характеристики погружных насосов типа АП и АПВ приведены на рис. 5. На этих характеристиках кривые к. п. д. даны только для насосного узла, т. е. без учета к. п. д. электродвигателя.

В качестве привода насосов применяются погружные водозаполненные трехфазные асинхронные электродвигатели типа МАПЗ и МАПЗм с короткозамкнутым ротором.

На рис. 6 показан погружной электродвигатель МАПЗ-14-34/2, предназначенный для привода насосов серии АПВ и ЭЦВ. Мощность электродвигателя 2,5 *квт*, скорость вращения 2880 *об/мин*. Внутренняя полость электродвигателя заполнена водой, которая служит смазкой подшипников скольжения и улучшает охлаждение электродвигателя. Электродвигатель может работать только погруженным в воду с температурой, не превышающей +15° С, без содержания агрессивных растворов (щелочей и кислот) и механических примесей (не более 0,01% по весу).

Ротор *9* электродвигателя состоит из вала с напрессованным на него активным пакетом железа, собранным из пластин листовой электротехнической стали толщиной 0,5 *мм*. В пазы пакета ротора залита алюминиевая короткозамкнутая обмотка. Для предохранения вала от износа на него напрессованы защитные гильзы *12* и *6* из нержавеющей стали.

Статор электродвигателя представляет собой стальную трубу *8*, в которой запрессован активный пакет железа статора *10*, собранный из листовой электротехнической стали толщиной 0,5 *мм*.

Крепление пакета статора в трубе произведено нажимными шайбами и упорными кольцами. В пазы активного пакета уложена статорная обмотка *11*, выполненная проводом с полихлорвиниловой изоляцией. К трем выводным концам статорной обмотки присоединяется токоподводящий кабель. Места соединений изолируются полиэтиленовой или полихлорвиниловой лентой. Обмотка, выходящая за пределы пакета статора, защищена пластмассовыми изоляционными цилиндрами *5*, предохраняющими ее от повреждений при сборке и разборке электродвигателя. Верхний корпус подшипника литой чугунный. В него запрессована втулка *13* из текстолита, которая служит подшипником. Корпуса верхнего *18* и нижнего *3* подшипников крепятся болтами к кольцам *14* и *4*, вставленным в корпус статора. Выводные концы обмотки статора проходят через три отверстия в корпусе верхнего подшипника и уплотнены резиновыми кольцами и стальной пластинкой *17*. Корпус верхнего подшипника имеет фланец для присоединения электродвигателя к насосу.

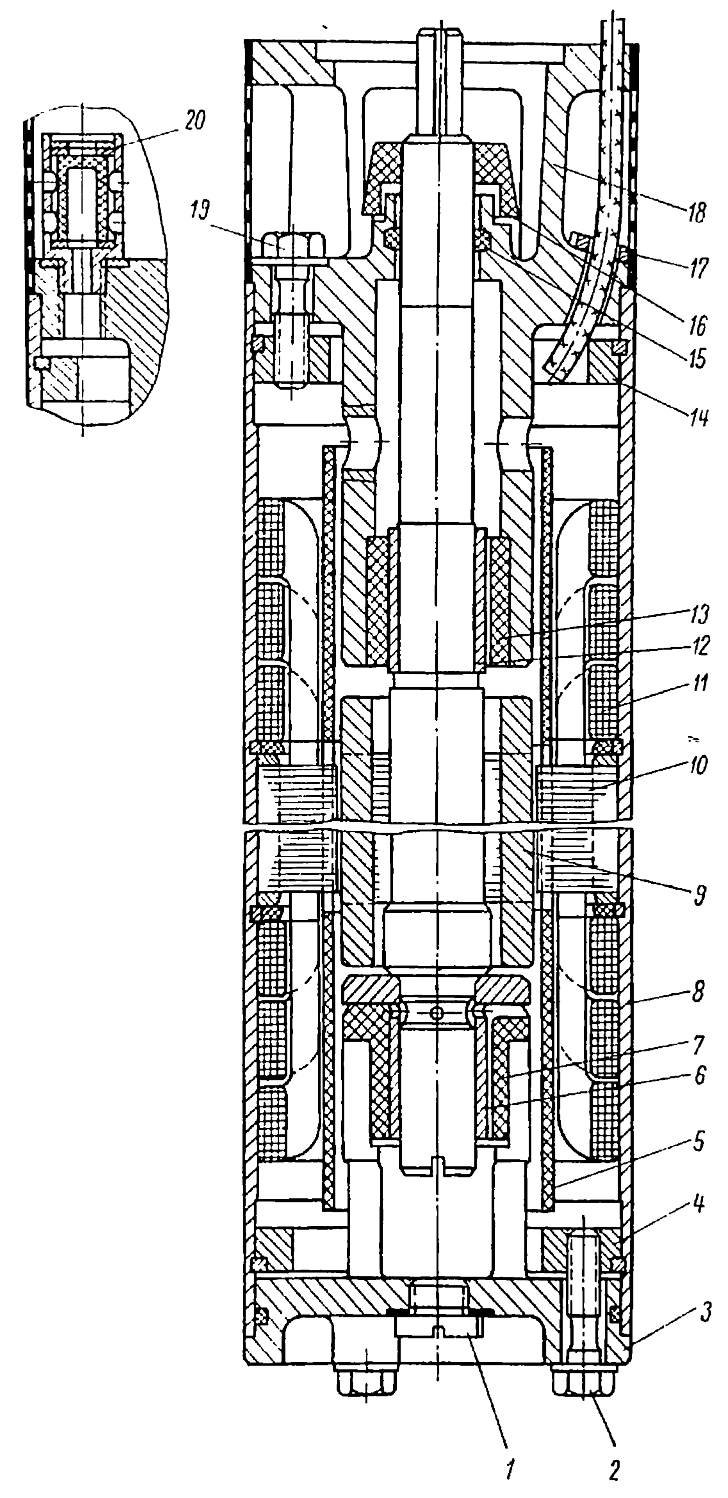


Рис. 6. Погружной электродвигатель типа МАПЗ

Корпус нижнего подшипника также литой чугунный. В него запрессована текстолитовая втулка *7*, образующая вместе со втулкой *6* из нержавеющей стали радиально-упорный подшипник скольжения, который воспринимает как радиальную, так и осевую силу, возникающую при работе насоса. В корпусе нижнего подшипника имеется отверстие для спуска воды из электродвигателя. Это отверстие закрыто пробкой *1*.

Для защиты электродвигателя от проникновения воды, содержащей механические примеси, под пробку *1* и болты *19* и *2*, крепящие корпуса подшипников, ставятся медные шайбы. В корпус верхнего подшипника ввернут фильтр *20*.

При монтаже перед спуском насоса в скважину электродвигатель заполняется через отверстие для фильтра чистой водой. Вода в полости электродвигателя сообщается через фильтр в корпусе верхнего подшипника с водой в скважине для компенсации объема воды в электродвигателе при изменении температуры в процессе работы. В начальный период после пуска насоса происходит разогрев воды, заполняющей внутреннюю полость электродвигателя, пока не установится тепловой баланс. Часть воды при ее расширении вытесняется из внутренней полости электродвигателя. При остановке насоса вода охлаждается и объем ее восполняется за счет воды, поступающей из скважины через фильтр в корпусе верхнего подшипника.

Для защиты от проникновения механических примесей вдоль вала служат полиэтиленовый пескосбрасыватель *16* и войлочный сальник *15*.

Электродвигатель МАП3м-21,9-64/2 показан на рис. 7. Мощность двигателя 35 *квт*, скорость вращения 2880 *об/мин*.

Вал ротора имеет защитные гильзы *29* и *35* из нержавеющей стали. На ротор для динамической балансировки напрессованы балансировочные ступицы *32*, к которым при помощи винтов крепятся балансировочные кольца *33*. Балансировка осуществляется сверлением отверстий в балансировочных кольцах.

Конструкция статора такая же, как и у двигателя МАП3. Защита обмотки статора, выходящей за пределы пакета, осуществляется пластмассовыми гильзами *34* и изолирующими кольцами *31*. В корпус статора вставлены кольца *25* и *36*, к которым крепятся корпуса верхнего и нижнего подшипников. В корпус *10* верхнего подшипника запрессована текстолитовая втулка *30*, образующая с защитной гильзой вала радиальный подшипник скольжения. Выводные концы обмотки статора уплотнены при помощи пластины *12* и резиновых колец. В корпус верхнего подшипника запрессована также сферическая втулка *28*. По сфере этой втулки может свободно качаться (самоустанавливаться) основание подпятника *27*, к которому при помощи винтов прикреплены сегменты *4*. Сегменты, основание и сферическая втулка изготовлены из нержавеющей стали и термообработаны. В корпус *2* нижнего

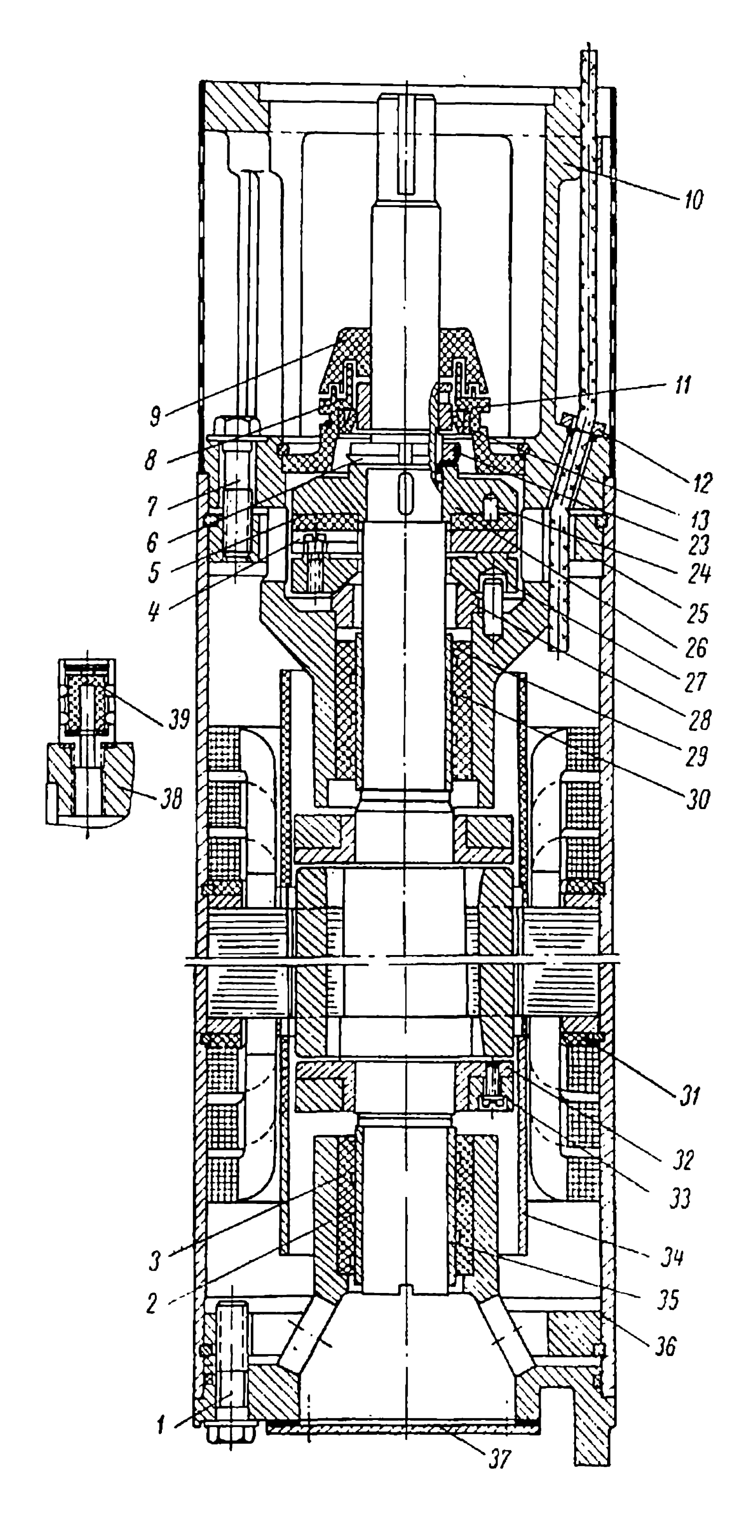


Рис. 7. Погружной электродвигатель типа МАП3м

подшипника запрессована текстолитовая втулка *3*, образующая вместе с защитной гильзой на валу радиальный подшипник скольжения. В корпусе нижнего подшипника имеется отверстие для спуска воды. В рабочем состоянии электродвигателя это отверстие закрыто крышкой *37* с уплотняющим резиновым кольцом.

Осевую силу, возникающую при работе насоса, воспринимает опорная пята, которая вместе с подпятником образует опорный подшипник. Пята состоит из напрессованного на вал диска *26* из нержавеющей стали, к которому крепится текстолитовое кольцо *5*. Основание подпятника фиксировано от поворота штифтом, запрессованным в корпус верхнего подшипника. Текстолитовое кольцо удерживается от поворота относительно диска штифтом *24*. Пята закреплена на валу стопорной шайбой *6* и гайкой *23*.

Для предотвращения попадания механических примесей, содержащихся в откачиваемой воде, в электродвигатель под болты *1* и *7* ставятся медные шайбы. Во фланец *38* ввернуты фильтры *39* для очистки воды, поступающей в двигатель. Защита от проникновения механических примесей вдоль вала осуществляется полипропиленовым пескосбрасывателем *9*, крышкой *8* и манжетой *13*, уплотняющей по втулке *11*.

4. Погружные насосы типа ЭЦВ

Погружные насосы типа ЭЦВ составляют единую серию, в которой приняты следующие обозначения: Э — электрический, Ц — центробежный, В — водоподъемный. Первая цифра после шифра означает диаметр скважины в *мм*, уменьшенный в 25 раз, следующая указывает подачу в $м^3/ч$ и последняя — напор в метрах. Погружные насосы типа ЭЦВ предназначены для работы в неагрессивной воде с температурой до 25° С и содержанием механических примесей не более 0,01% по весу. Серия насосов ЭЦВ составляет основу ГОСТа 10428—63 на погружные насосы. Основные технические данные насосов этой серии, уже освоенных промышленностью, приведены в табл. 3.

Погружные насосы типа ЭЦВ для скважин диаметром менее 250 *мм* имеют закрытые рабочие колеса с цилиндрическими лопастями и радиальные лопаточные отводы. Общее описание конструкции насосов этого типа дается на примере насоса ЭЦВ6-7,2-120 (рис. 8). Насос состоит из отдельных секций, каждая из которых имеет свой корпус *4*. Корпуса секций насосов для скважин 150 *мм* — чугунные, для скважин 100 *мм* — чугунные или пластмассовые, для скважин 200 *мм* — пластмассовые на металлической основе. Радиальные лопаточные отводы *3* запрессованы в корпусах секций. Рабочие колеса у насосов ЭЦВ4 плавающего типа и могут перемещаться вдоль вала в заданных пределах. Рабочие колеса остальных насосов закреплены на валу при помощи общей шпонки

Таблица 3

Тип насоса	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Число ступеней	Мощность двигателя, квт	Скорость вращения, об/мин	Диаметр скважины, мм	Вес (масса) агрегата, кг	Диаметр напорных труб, мм	Длина агрегата, мм	Диаметр рабочего колеса, мм	к. п. д. насоса, %	Коэффициент быстроходности
ЭЦВ4-2-25	2	25	9	0,37	2800	100	16,3	32	805	55	45	110
ЭЦВ4-2-40	2	40	14	0,75	2775	100	26	32	1075	55	49	110
ЭЦВ4-1,6-65	1,6	65	13	0,75	2800	100	26	32	1205	73	45	65
ЭЦВ6-7,2-45	7,2	45	6	2,5	2940	150	70,5	50	1300	80	57	104
ЭЦВ6-7,2-75	7,2	75	10	2,5	2880	150	77,0	50	1440	80	62	104
ЭЦВ6-7,2-120	7,2	120	16	4,5	2835	150	92,8	50	1700	80	64	104
ЭЦВ6-4,5-180	4,5	180	22	4,5	2835	150	114	42	2240	82,5	58	76
ЭЦВ6-10-140	10	140	16	8,0	2850	150	116	50	2100	90	65,5	110
ЭЦВ6-10-185	10	185	21	8,0	2850	150	134	50	2500	90	65	110
ЭЦВ8-16-85	16	85	6	12,0	2940	200	148	63	1830	110	68	96
ЭЦВ8-16-140	16	140	10	12,0	2940	200	189	63	2130	110	68	96
ЭЦВ10-120-60	120	60	3	32,0	2900	250	324	121	1370	153	74,5	204
ЭЦВ12-255-30	255	30	1	32,0	2900	300	262	154	1500	196	76	220
ЭЦВ14-200-300	200	300	6	250	2960	350	1780	194	2493	226	77	134
ЭЦВ16-150-350Б	150	350	8	250	2960	400	2180	168	3810	210	77	115
ЭЦВ16-200-550	200	550	12	500	2960	400	3150	194	4163	226	76	137
ЭЦВ16-360-180	360	180	3	250	2960	400	1697	219	2370	243	79,5	148
ЭЦВ16-360-360	360	360	6	500	2960	400	2580	219	3160	243	80	148

и фиксированы от осевого смещения распорными втулками и гайкой *7*. Рабочие колеса и отводы изготовляются из пластмасс. Секции насоса, расположенные между выходными участками напорного патрубка *9* и всасывающим патрубком *1*, стянуты стальными стяжками *10* с гайками. Верхняя часть напорного патрубка имеет внутреннюю коническую резьбу для присоединения насоса к колонне водоподъемных труб. Всасывающий патрубок изготовляется из чугуна и имеет защитную сетку *11*. Одновременно он является корпусом нижнего подшипника, в который запрессован резинометаллический подшипник. Нагнетательный патрубок *6* также изготовляется из чугуна и служит корпусом верхнего резинометаллического подшипника и обратного клапана *8*. Обратный шаровой клапан имеется у всех насосов, кроме насоса ЭЦВ8-16-140, который имеет тарельчатый клапан. У насосов ЭЦВ4 подшипниками являются графитовые втулки. Смазка

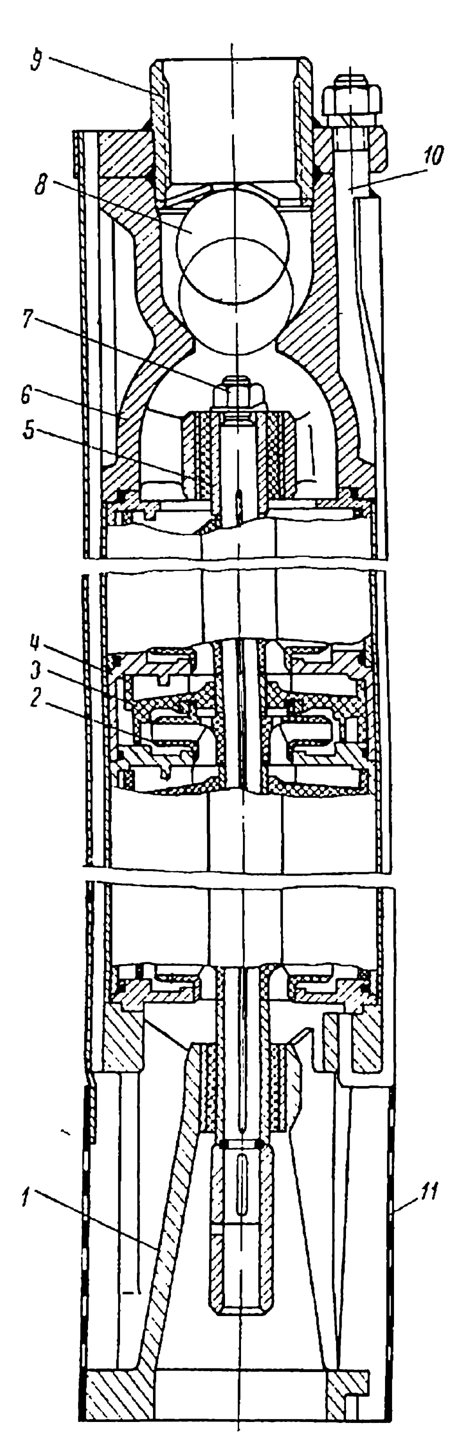


Рис. 8. Насос ЭЦВ6-7,2-120

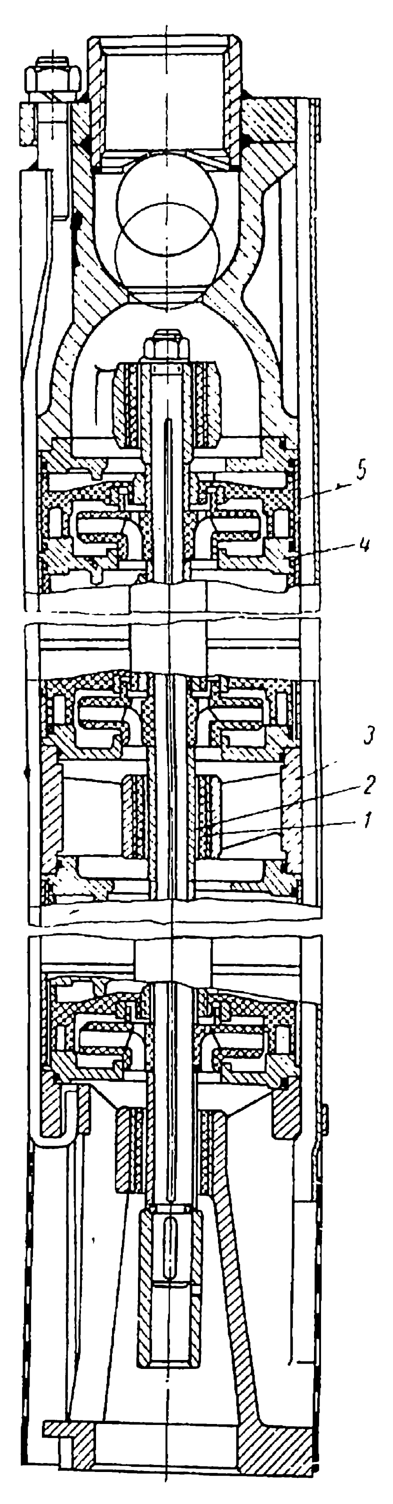


Рис. 9. Насос ЭЦВ6-10-140

и охлаждение подшипников осуществляются водой, откачиваемой из скважины. Вал насоса для предохранения от износа в подшипниках защищен гильзой *5* из нержавеющей стали.

Сила осевого давления и сила веса роторов насоса и двигателя воспринимаются опорной пятой электродвигателя.

Насосы типа ЭЦВ для скважин диаметром менее 250 *мм*, имеющие отличия от описанной выше конструкции, рассматриваются ниже.

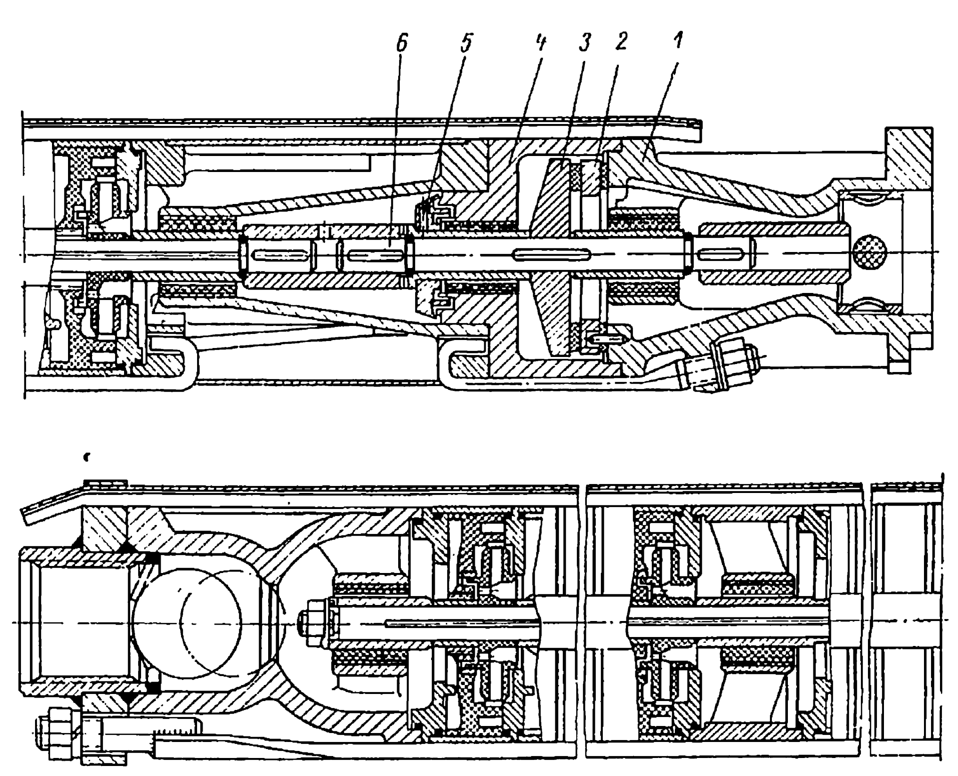


Рис. 10. Насос ЭЦВ6-10-185

Насос ЭЦВ6-10-140 (рис. 9) дополнительно имеет промежуточный подшипник. В чугунный корпус *3* промежуточного подшипника запрессован резинометаллический подшипник *1*. Вал защищен от износа в промежуточном подшипнике защитной гильзой *2* из нержавеющей стали. Корпус каждой секции состоит из отдельных элементов — стальных обойм *5* и чугунных проставок *4*.

Насос ЭЦВ6-10-185 (рис. 10) в отличие от предыдущего насоса имеет дополнительно узел подпятника. Узел подпятника состоит из чугунного корпуса *4* с резинометаллическим подшипником, пяты *3* из нержавеющей стали, резинометаллического подпятника *2*, пескосбрасывателя *5* и промежуточного вала *6*. Второй резинометаллический подшипник промежуточного вала

запрессован в корпус *1*, который имеет фланец для присоединения к электродвигателю.

Насос ЭЦВ12-160-65 показан на рис. 11. Рабочие колеса *10* имеют лопасти двоякой кривизны и разгрузочные отверстия для уменьшения силы осевого давления. Полуосевые лопаточные отводы *11* одновременно служат корпусами секций. Отдельные секции насоса соединяются между собой с помощью шпилек. Рабочие колеса и отводы изготовляются отливкой из чугуна и крепятся на валу с помощью шпонок, распорных *12* и защитных *13* втулок. Переднее и заднее уплотнения рабочих колес применены плавающего типа. На рабочие колеса напрессованы сменные кольца *8*, по которым скользят плавающие обрезиненные втулки *9*. Корпус нижнего подшипника *2* одновременно является осевым подводом и имеет защитную сетку *5*. Нижний подшипник представляет собой помещенную в корпус резинометаллическую втулку *7* В корпусе нижнего подшипника расположен подпятник *4* с резиновыми сегментами, а на валу — пята *3*, которые воспринимают обратную осевую силу, действующую вверх. Подпятник и пята смазываются чистой водой двигателя и изолированы от воды скважины манжетами *6*. Высоконапорные насосы имеют, кроме обратной пяты, пяту для уравновешивания силы осевого давления. Верхний подшипник *14* расположен в отводе последней ступени и также представляет собой резинометаллическую втулку. К корпусу последней секции присоединяется корпус *16* обратного тарельчатого клапана *15*. Обратный клапан имеет отверстия для слива воды из колонны водоподъемных труб при остановке насоса. Напорный патрубок *17* крепится к корпусу клапана шпильками. Вал насоса соединяется с валом двигателя втулкой *1*. Характеристики некоторых насосов типа ЭЦВ приведены на рис. 12. Привод насосов типа ЭЦВ4 осуществляется погружными однофазными асинхронными водозаполненными электродвигателями типа ПЭДГ. Статорная обмотка этих двигателей защищена от попадания воды цилиндрическим экраном. Электродвигатели типа ПЭДГ включаются в осветительную сеть через конденсатор. Остальные насосы типа ЭЦВ имеют в качестве привода погружные трехфазные асинхронные водозаполненные электродвигатели типа МАП3 (рис. 6) или ПЭДВ. Ниже рассматривается конструкция двигателей типа ПЭДВ (рис. 13).

Обмотка ротора электродвигателя ПЭДВ-4,5-140 выполнена литьем под давлением из алюминия. Обмотка ротора электродвигателей ПЭДВ-8-140 и ПЭДВ-11-140 выполнена из медных стержней специального профиля, замкнутых медными кольцами. Стержни припаяны к кольцам медным припоем.

Конструкция статора принципиально не отличается от двигателя типа МАП3. Резинометаллические или текстолитовые подшипники *12* запрессованы в чугунные литые корпуса *11* и *13*. Выводные концы обмотки статора проходят через три отверстия

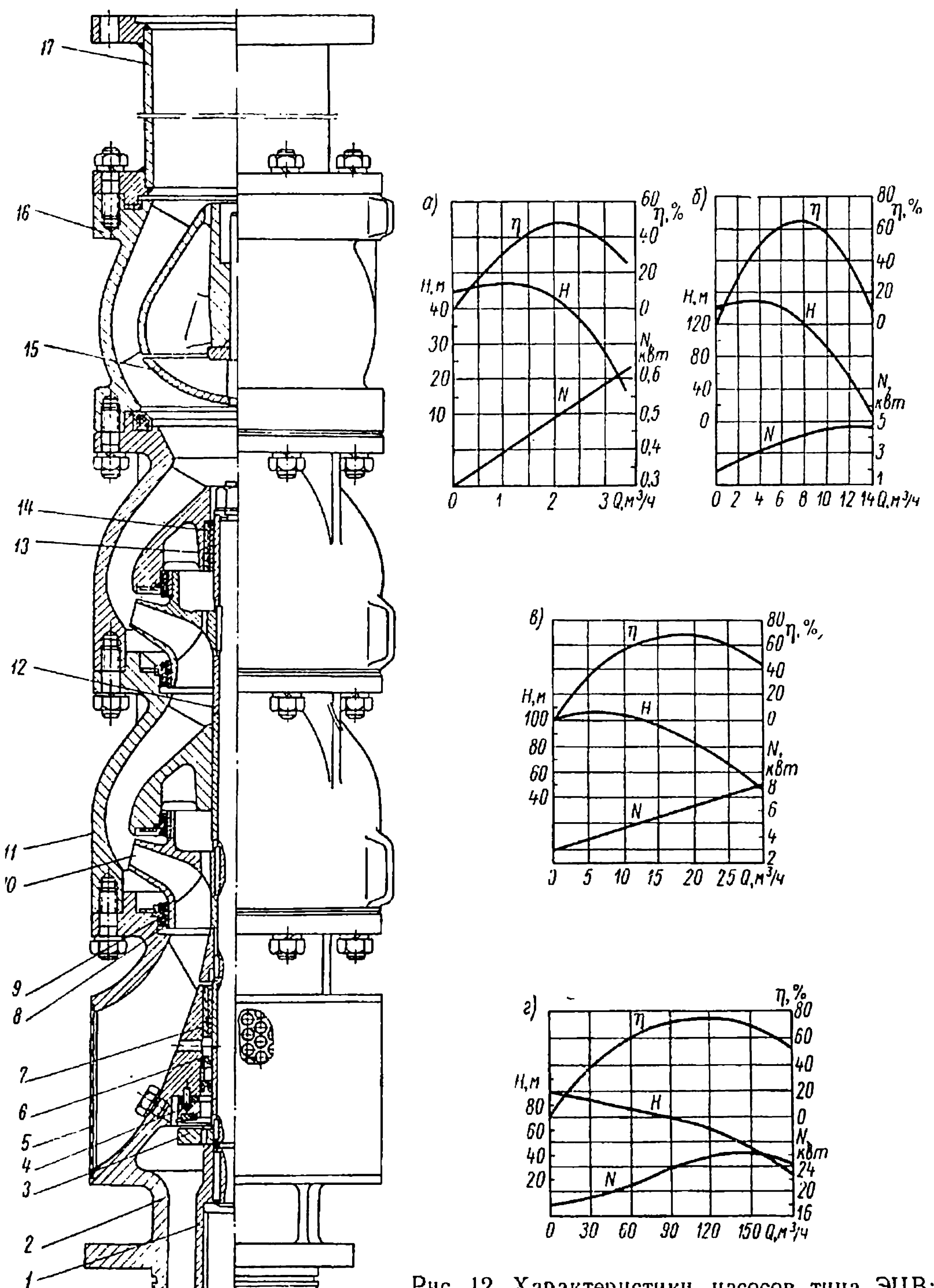


Рис. 11. Насос ЭЦВ12-160-65

Рис. 12. Характеристики насосов типа ЭЦВ:
а — ЭЦВ4-2-40; *б* — ЭЦВ6-7,2-120;
в — ЭЦВ8-17-90; *г* — ЭЦВ10-120-60

в корпусе верхнего подшипника и уплотняются резиновыми кольцами. Осевая сила воспринимается упорным подшипником. Упорный подшипник состоит из пяты *6* и подпятника *5*. Пята выполнена из нержавеющей стали и закреплена на валу с помощью шпонки и пружинного кольца. Подпятник сопрягается с корпусом *3* по сфере и представляет собой стальную обойму с резиновой подушкой, разделенной канавками на сегменты. Для предохранения от попадания механических примесей извне электродвигатели герметизированы. Герметизация осуществляется с помощью резиновых колец *9*, *10*, манжеты *7* и пескосбрасывателя *8* с лабиринтным уплотнением. Чистая вода, заполняющая полость электродвигателя, не сообщается в отличие от двигателей типа МАПЗ с водой в скважине. Для компенсации изменения объема воды в двигателе при изменении температуры служит эластичная диафрагма *2*, расположенная в днище *1*. Заполнение двигателя чистой водой перед спуском в скважину производится через пробку *4*.

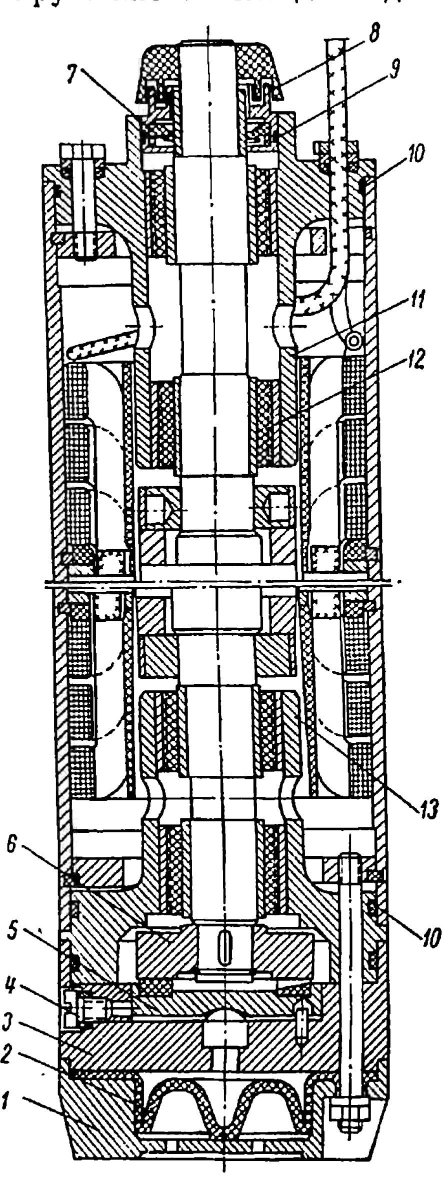


Рис. 13. Погружной электродвигатель типа ПЭДВ

5. Погружные насосы типа ЭПЛ и ЭПНЛ

Погружные насосы типа ЭПЛ выпускаются нескольких модификаций и предназначены для откачки воды из скважин диаметром 150 *мм* и более. Основные технические данные насосов этого типа приведены в табл. 4. В насосах типа ЭПЛ применяются гидравлически неразгруженные рабочие колеса с цилиндрическими лопастями и специальной конструкции отводы с обратными каналами. На рис. 14 приведен продольный разрез насоса ЭПЛ6 с электродвигателем АПД32/2.

Рабочие колеса *17* изготовлены из чугуна и закреплены на валу насоса с помощью общей шпонки и распорных втулок *21*. Отводы *19* также выполнены из чугуна и помещены в корпус насоса *20* в виде

Таблица 4

Основные параметры	ЭПЛ6-18×10	ЭПЛ6-18-70	ЭПЛ6м-16-75	ЭПНЛ-8×90	ЭПНЛ-8В	ЭПНЛ10-100×95
Диаметр скважины в *мм*	150	150	150	200	200	250
Подача в $м^3/ч$	18	18	16	50	45	100
Напор в *м*	91	70	75	80	176	95
Число ступеней	10	8	8	6	12	5
Диаметр рабочего колеса в *мм*	99	99	99	135	135	145
Скорость вращения в *об/мин*	2850	2835	2835	2800	2800	2850
Мощность двигателя в *квт*	9,8	5,5	5,5	22	44	50
Длина агрегата в *мм*	2700	1750	1416	2100	3310	2000
К. п. д. насоса в %	64	64	67,5	62	62	62

стальной трубы. Направляющие каналы отвода образованы лопатками, очерченными по логарифмической спирали. Обратные каналы отвода диффузорные, винтовой формы. В верхней части корпуса расположен напорный патрубок *23*, имеющий внутреннюю резьбу для присоединения насоса к колонне водоподъемных труб. Вал насоса многоопорный, опорами являются резиновые подшипники *18*, расположенные в отводах. Распорные втулки изготовлены из нержавеющей стали и одновременно защищают вал от износа. Насос посредством опорного кольца *16* крепится болтами к фланцу корпуса верхнего подшипника двигателя. Вал насоса соединяется с валом двигателя при помощи соединительной втулки *15*, которая в нижней своей части имеет лабиринтное уплотнение и одновременно является пескосбрасывателем.

Приводом насоса служит асинхронный трехфазный водозаполненный электродвигатель с короткозамкнутым ротором.

Статор *8* электродвигателя представляет собой сердечник, набранный из пластин листовой электротехнической стали, покрытый изоляционным лаком. Статорный сердечник от осевого смещения фиксируется упорными кольцами *9*, а от проворота удерживается продольной шпонкой. Пазы статора закрытые. Обмотка статора выполнена проводом, имеющим специальную изоляцию из полихлорвинилового пластиката, что обеспечивает надежную работу электродвигателя в воде.

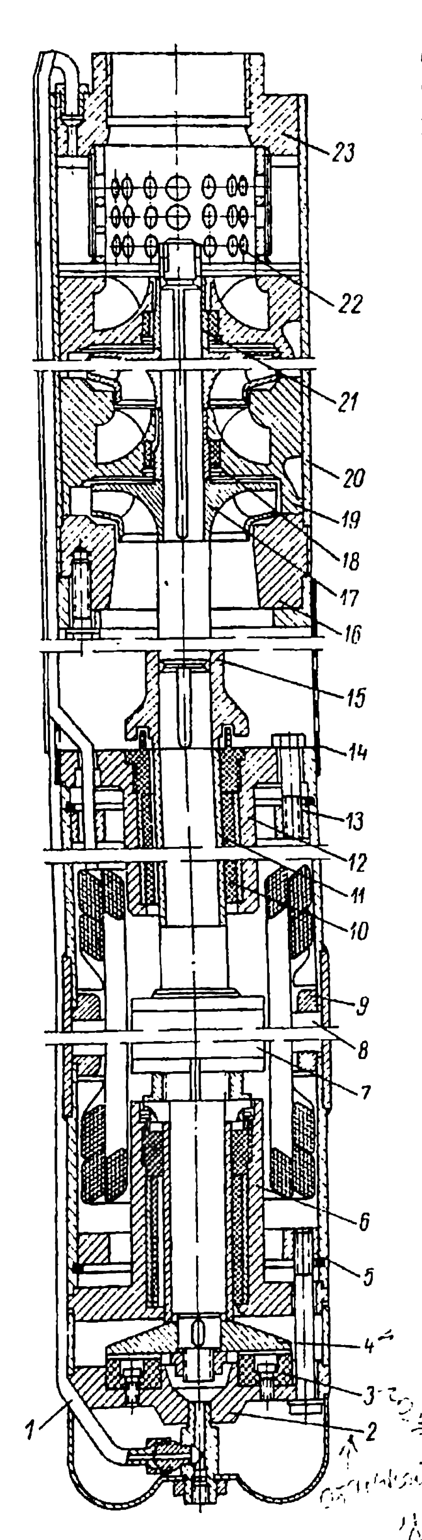


Рис. 14. Насос ЭПЛ6 с электродвигателем АПД

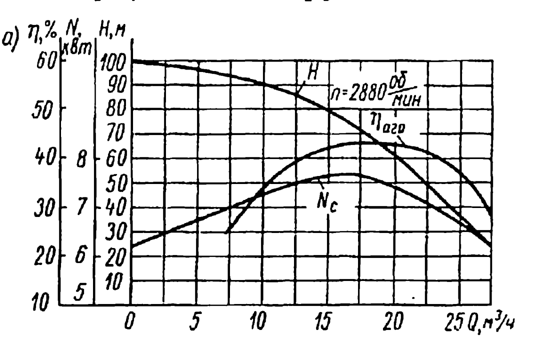
Ротор *7* электродвигателя представляет собой пакет пластин электротехнической стали, который удерживается на валу замками-кольцами. В пакете ротора имеются отверстия, в которые укладываются медные стержни, соединяемые на выходах с помощью колец. Для уменьшения износа шеек вала в подшипниках на шейки напрессованы гильзы *11* из нержавеющей стали с поверхностной закалкой. В корпусах верхнего *12* и нижнего *6* подшипников запрессованы резинометаллические втулки *10*. Корпус верхнего подшипника крепится болтами к кольцу *13*, находящемуся в стакане статора, и служит одновременно для присоединения электродвигателя к насосному узлу. Верхняя часть корпуса подшипника выполнена в виде 4 ребер и является приемной частью при заборе воды из скважины. На ребра корпуса подшипника крепится защитная сетка *14*. Ввод питающего кабеля осуществляется через отверстия в корпусе верхнего подшипника с резиновым уплотнением.

Осевая сила, возникающая при работе насоса, и собственный вес роторов электродвигателя и насоса воспринимаются опорной пятой, опирающейся на подпятник. Опорная пята *4* выполняется из нержавеющей стали и крепится на валу с помощью шпонки и стопорной гайки. Лигнофолевый подпятник *3* запрессован в стальной корпус *2* и крепится к нему болтами с потайной головкой. Корпус подпятника крепится к кольцу *5* в стакане статора болтами, которые одновременно фиксируют корпус нижнего подшипника.

Для лучшего отвода тепла, выделяющегося при работе электродвигателя, создается принудительная циркуляция охлаждающей воды через

электродвигатель. Охлаждающая вода подается со стороны нагнетания через сетчатый фильтр *22*, расположенный в верхней части корпуса насоса, и по трубке *1* поступает во внутреннюю полость электродвигателя через отверстие в подпятнике. Вода, протекающая под действием перепада давлений через зазор между пятой и подпятником, служит смазкой упорного подшипника и охлаждает его.

Насос ЭПЛ6м-16-75 отличается от насоса ЭПЛ6 тем, что у него нет общего для всех секций корпуса в виде трубы, а каждая секция имеет свой корпус. Отдельные секции насоса скреплены стальными стяжками. Кроме того, отводы сделаны из пластмассы, а не из чугуна.



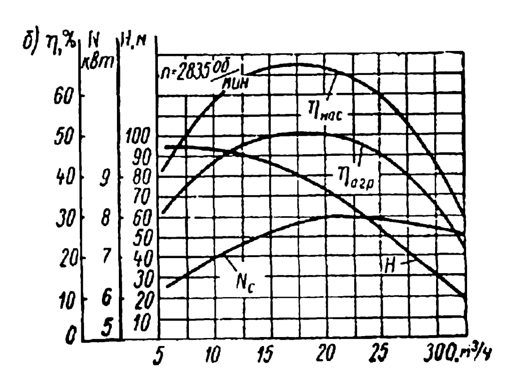


Рис. 16. Характеристики насосов типа ЭПЛ: *а* — ЭПЛ6; *б* — ЭПЛ6м

Насос ЭПНЛ10-100 × × 95 (рис. 15, см. вклейку в конце книги) имеет закрытые рабочие колеса с лопастями двоякой кривизны. Полуосевые лопаточные отводы *7* одновременно служат корпусами секций. Они соединяются между собой шпильками. Для исключения перетечек в кольцевые канавки на торцевых поверхностях корпусов закладывается уплотнительный шнур. Рабочие колеса закреплены на полом валу коническими втулками *8* с гайками. На конической втулке вала за рабочим колесом последней ступени укреплен диск центробежной очистки воды *9* с радиальными лопатками. В валах роторов двигателя и насоса проточены конусные гнезда, в которых помещаются уплотняющие вкладыши *6*. На валу нижнего ротора крепится пята *4*, которая вместе с подпятником *2* образует упорный подшипник, воспринимающий осевую силу. Опорная пята изготовлена из нержавеющей стали. Подпятник представляет собой лигнофолевый диск с радиальными канавками, запрессованный в корпус. Радиальные канавки облегчают образование смазочного слоя при пуске и исключают сухое трение пяты о подпятник.

В корпус подпятника запрессовано бронзовое кольцо *3*, образующее лабиринтное уплотнение между пятой и подпятником. В период пуска насоса осевая сила воспринимается упорным

подшипником, а при установившемся режиме работы осевая сила гидравлически уравновешивается.

Гидравлическое уравновешивание осевой силы происходит следующим образом. Часть воды из последней ступени под действием перепада давления проходит через центральную камеру диска центробежной очистки и через радиальное отверстие попадает в полый вал. По внутренней полости вала вода поступает в разгрузочную камеру. Под действием перепада давления пята приподнимается, и ротор всплывает, образуя зазор между пятой и подпятником. Через образовавшийся щелевой зазор вода поступает в полость электродвигателя на смазку подшипников и охлаждение статора. Вода из полости электродвигателя выходит через обратный клапан *5* и зазор между валом и уплотнением. Величина щелевого зазора между разгрузочным диском и подпятником устанавливается автоматически. Расход воды, поступающей в разгрузочную камеру, зависит от величины сечения штуцера *1* и режима работы насоса.

Рабочие характеристики погружных насосов типа ЭПЛ и ЭПНЛ приведены на рис. 16.

6. Сравнение конструкций погружных насосов по эксплуатационным и экономическим показателям

В насосостроении до последнего времени не было разработано научно обоснованных критериев для оценки качества. Качество, или технический уровень, может быть однозначно определено по характеристикам насоса и данным о его эксплуатации.

ВНИИгидромаш [30] рекомендует комплексный показатель качества, учитывающий техническое совершенство, технико-экономические факторы (надежность, долговечность, ремонтнопригодность) и экономику изготовления и эксплуатации насосов. Без комплексного показателя качества трудно сравнивать, например насос с высоким к. п. д. и недостаточной надежностью с насосом, имеющим низкий к. п. д. и высокую надежность. Оценка насосов по комплексному показателю качества еще не имеет широкого распространения в практике, а применительно к погружным насосам методика определения качества нуждается в уточнении, поскольку погружные насосы конструктивно представляют собой одно целое с приводом и эксплуатируются в самых разнообразных условиях. Не располагая возможностью произвести сравнение погружных насосов по комплексному показателю качества, авторы в дальнейшем сравнивают погружные насосы по их работоспособности в тяжелых условиях и уровню к. п. д. Такое сравнение позволяет определить наиболее работоспособную конструкцию независимо от уровня к. п. д. и затем рассмотреть мероприятия, позволяющие повысить к. п. д. и экономичность.

Существующие типы погружных насосов за немногими исключениями предназначены для работы только на чистой воде, не

имеющей механических примесей и не обладающей повышенной щелочностью или кислотностью. Так, новая серия погружных насосов типа ЭЦВ, предназначенная для массового производства, может эксплуатироваться только на неагрессивной воде с температурой до 25° С и с содержанием механических примесей в воде до 0,01% по весу. Эти же требования необходимо соблюдать и при эксплуатации других типов погружных насосов, так как ни один тип водозаполненных электродвигателей не гарантирован от проникновения в него механических примесей и связанного с этим ускоренного износа смазываемых водой подшипников. Опыт эксплуатации подтверждает, что, как правило, электродвигатели выходят из строя значительно раньше насосных узлов. Это объясняется тем, что при изменении температурного режима работы в период нагрева часть воды вследствие ее расширения вытесняется из полости электродвигателя, а в период охлаждения недостаток ее восполняется загрязненной водой из скважины. Это явление, получившее специфическое наименование «дыхание» электродвигателя, и несовершенство систем очистки и являются первопричиной тех жестких ограничений на содержание механических примесей в откачиваемой воде. В первый период эксплуатации скважин, когда вынос механических примесей с откачиваемой водой велик, использование погружных электронасосов практически исключено. Поэтому скважины прокачивают до полного осветления воды специальными устройствами, из которых наибольшее распространение получили компрессорно-эжекторные установки. Эти установки громоздки, имеют низкий к. п. д., и их эксплуатация связана со значительными затратами времени, и средств. Помимо этого еще в период бурения скважин нередко возникает необходимость откачки загрязненных вод при пересечении водоносных горизонтов, что заставляет периодически прибегать к использованию специального оборудования. Это сильно осложняет ведение гидрологической разведки в условиях большой отдаленности и бездорожья. В ряде случаев гидрогеологические условия водоносных горизонтов оказываются столь сложными, что даже длительной предварительной прокачкой скважин не удается добиться осветления воды. Такие условия встретились, например, при водоснабжении на строительстве Плявиньской ГЭС [23], где погружные насосы типа АПВм выходили из строя в течение 7—15 суток. Для водоснабжения из речных водозаборов на станциях первого подъема применение погружных насосов во многих случаях ограничено из-за содержания механических примесей в речной воде.

Опыт применения в различных областях погружных насосов [8, 17, 20, 23, 26, 27] настоятельно выдвигает проблему разработки и освоения высокоэффективных погружных насосов для скважин с тяжелыми гидрогеологическими условиями. Решение этой задачи позволит ускорить ввод скважин в промышленную

эксплуатацию и отказаться во многих случаях от непроизводительных затрат на предварительную прокачку скважин эрлифтными установками, что поможет высвободить парк компрессоров. Значительный эффект дает повышение срока службы погружных насосов. Этим снижаются затраты на ремонт и обновление парка действующих насосов и аннулируются затраты на производство монтажно-демонтажных работ специального оборудования для прокачки скважин.

Для защиты электродвигателя от попадания в него воды из скважины разработаны конструкции герметизированных электродвигателей. Они имеют манжетное уплотнение вала и специальное устройство в виде эластичной мембраны, компенсирующее изменение объема воды. Современными конструкциями такого рода являются погружные электродвигатели типа ПЭДВ. Однако и им присущи некоторые недостатки:

узел манжетного уплотнения, являясь наиболее слабым и подверженным износу, определяет работоспособность электродвигателя;

герметизация электродвигателя из-за ненадежной работы манжетного уплотнения вала не является полной, и проникновение грязной воды в электродвигатель при его дыхании не исключено;

постоянный объем воды в герметизированной полости электродвигателя, определяющий баланс теплового равновесия, ограничивает возможности по допустимой плотности тока;

упорный подшипник двигателя не может воспринимать значительную осевую силу, что приводит к необходимости иметь в рабочих колесах насоса разгрузочные отверстия, а в некоторых насосах дополнительно вводить упорные подшипники.

Институтом «Гидропроект» разработана оригинальная конструкция погружных насосов типа ЭПЛ, которые могут успешно эксплуатироваться в скважинах с тяжелыми гидрогеологическими условиями. В этих насосах применена система центробежной очистки воды (рис. 15), подаваемой в электродвигатель для его охлаждения и гидравлического уравновешивания осевой силы. Это позволило применить гидравлически неразгруженные рабочие колеса. Система центробежной очистки, как показал опыт многолетней эксплуатации погружных насосов этого типа, обеспечивает высокую надежность работы электродвигателей. В условиях эксплуатации при водопонижении в горнорудной промышленности насосы типа ЭПЛ работали по 7000 *ч* и более [17].

Трестом «Гидроспецстрой» изучался опыт применения глубинных и погружных насосов для водопонижения с целью определения наиболее работоспособной конструкции. На водопонижении при строительстве Плявиньской ГЭС использовались в пескующих скважинах насосы типа АПВ и ЭПНЛ. На скважине № 29 насос АПВм работал 3 суток, на этой же скважине насос ЭПНЛ проработал 7192 *ч* и вышел из строя из-за повреждения изоляции кабеля

в результате неправильной сборки. На скважине № 11 насос АПВм работал 18 суток, насос ЭПНЛ проработал на этой же скважине 2616 *ч* и потом был установлен на скважину № 29, где еще проработал 2304 *ч*. Другой насос ЭПНЛ работал на скважине № 29 6 месяцев. Сравнительные данные по эксплуатации глубинных и погружных насосов различных типов на Плявиньской ГЭС приведены в табл. 5.

Таблица 5

Характеристика	Тип насоса					
	АТН-10		8АПВм	10АПВм	ЭПНЛ8	ЭПНЛ10
Мощность электродвигателя в *квт*	28	40	12,5	35	28	55
Номинальная подача в $м^3/ч$	75	75	22	60	55	100
Номинальный напор в *м*	80	100	86	90	90	95
Межремонтный период работы в *машино-ч*	750	700	360	360	2600	2300
Время, потребное на монтаж на глубину 50 *м* в *чел-ч*	25	25	12	14	12	14
Время, потребное на демонтаж с глубины 50 *м*, в *чел-ч*	22	22	10	10	10	10

Погружные насосы типа ЭЦВ, по данным того же треста «Гидроспецстрой», также быстро выходят из строя при содержании механических примесей в откачиваемой воде более 0,06% по весу.

Приведенные данные свидетельствуют о высоких эксплуатационных качествах погружных насосов типа ЭПЛ и ЭПНЛ и показывают, что они являются наиболее износоустойчивыми при работе в скважинах с тяжелыми гидрогеологическими условиями. Высокие эксплуатационные качества и надежность этих насосов объясняются следующим:

система центробежной очистки воды обеспечивает возможность гидравлического уравновешивания осевой силы с помощью гидродинамической пяты;

гидравлическое уравновешивание осевой силы позволяет применить гидравлически неразгруженные рабочие колеса;

циркуляция воды через полость электродвигателя улучшает условия его охлаждения и позволяет повысить допустимые значения плотности тока в статорной обмотке;

высокая степень очистки воды, поступающей для охлаждения электродвигателя и смазки подшипников.

Следует заметить, что при работе на агрессивной воде, содержащей коллоиды и железо, погружные насосы типа ЭПЛ и ЭПНЛ

преимуществами перед другими типами не обладают. Насосы типа ЭПЛ и ЭПНЛ, имея высокую надежность при работе в скважинах с тяжелыми условиями, обладают более низким к. п. д. по сравнению с лучшими образцами зарубежных фирм (табл. 6).

Для дальнейшего совершенствования конструкции и повышения уровня к. п. д. этих насосов необходимо провести работы по следующим основным направлениям:

изучение рабочего процесса с целью усовершенствования методики расчета проточной полости;

исследование системы центробежной очистки воды для обоснования выбора параметров, гарантирующих качество очистки при наименьшей потере мощности;

исследование системы гидравлического уравновешивания осевой силы с целью снижения потерь мощности и получения рекомендаций к ее расчету;

разработка износостойких материалов для элементов проточной полости;

создание электродвигателей с повышенным к. п. д. и большей мощностью на единицу длины.

С целью разрешения первой из вышеуказанных задач лаборатория гидромашиностроения ЛПИ им. М. И. Калинина проводит в содружестве с Институтом «Гидропроект» и СКБ СЭНВ[1] работы по исследованию проточной полости ступеней погружных насосов. В лаборатории разработана и исследована проточная полость ступеней насосов для скважин 150 и 200 *мм*. Результаты этой работы позволили Институту «Гидропроект» разработать на базе насосов типа ЭПЛ и ЭПНЛ новую серию погружных насосов ЭПН высокой надежности на современном уровне к. п. д. Вторая глава книги посвящена этим насосам.

7. Автоматизация работы насосных установок

Отсутствие необходимости постоянного надзора за работой насоса и его заливкой перед пуском позволяет осуществить полную автоматизацию работы насосной установки сравнительно простыми средствами.

Системы местного водоснабжения обычно включают следующие элементы: погружной насос, напорно-регулирующий бак, аппаратуру для автоматизации работы и водопроводную сеть. Автоматизация работы насосной установки заключается в периодическом ее включении и выключении с помощью специальной аппаратуры в зависимости от уровня воды или давления в напорно-регулирующем баке, а иногда одновременно и от динамического уровня воды в скважине.

---

[1] Специальное конструкторское бюро по исследованию, разработке конструкций и внедрению скважинных электронасосов для водоподъема.

Таблица 6

Основные параметры	Насосы фирмы «Pleuger»					Насосы фирмы «Hãny»			Насосы фирмы «Sumo»				
	B62	BB92	Д53	E63	H103	M69A-40	1171A-65	1465A-80	C53	C71	C81	C11	F1
Диаметр скважины в *мм*	150	150	200	200	200	175	225	250					
Подача в *м*^{3}/*ч*	27	51	19,8	28,8	69	10	19,8	27	12,3	19,5	29,5	63,5	40,8
Напор насоса в *м*	122	93	210	190	160				136	85,5	85,5	47	204
Число ступеней	15	12	12	10	10	15	15	12	21	12	12	6	14
Напор ступени в *м*	8,1	7,75	17,5	19	16	12	12,2	16,7	6,47	7,1	7,1	7,8	14,5
Диаметр агрегата в *мм*	148 *	148 *	190 *	190 *	195 *				135	146	146	146	194
Диаметр насоса в *мм*						146	191	216					
Длина агрегата в *мм*	2845	2605	2131**	2330**	2757**	2470	2715	2610					
Длина насоса в *мм*									1332	1679	1679	1104	1864
Длина двигателя в *мм*									845	845	970	970	1196
Мощность двигателя в *квт*	27,2	40,8	40,8	47,5	88,5	17	31,3	42	13,6	13,6	21,8	21,8	61,2
Число оборотов в *об/мин*	2900	2900	2900	2900	2900	2900	2900	2900	2780	2920	2800	2800	2850
К. п. д. насоса	0,60	0,63	0,68	0,73	0,74	0,61	0,67	0,75	0,73	0,70	0,74	0,77	0,80

* Диаметр агрегата дан с учетом кабеля.
** Длина агрегата указана без обратного клапана.

В системах водопонижения автоматизация работы насосной установки осуществляется в зависимости от динамического уровня воды в скважине.

По вопросу выбора и расчета системы местного водоснабжения имеется специальная литература [15]. Здесь рассматриваются только средства автоматизации, т. е. регулирующая и управляющая аппаратура, которая поставляется заводами комплектно с погружными насосами. Эта аппаратура обычно включает в себя станцию автоматического управления и датчики уровня или давления.

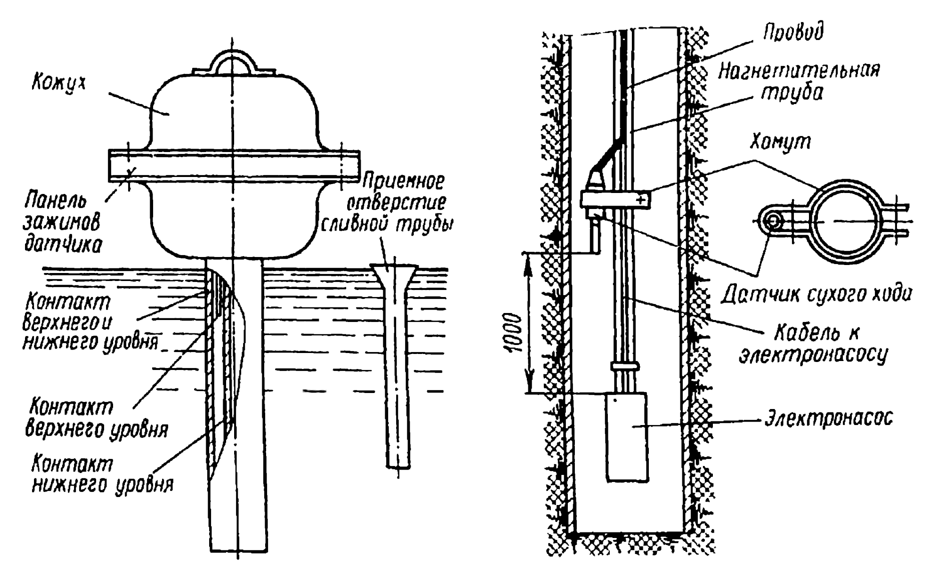


Рис. 17. Схема установки датчика уровней

Рис. 18. Схема установки датчика сухого хода

Наиболее распространенными системами автоматического управления погружными насосами являются станции управления типа ПЭТ, используемые совместно с беспоплавковыми контактными датчиками уровней воды и датчиками сухого хода. В табл. 7 приведены сводные данные по комплектованию станций управления двигателями и насосами.

Автоматическое включение и выключение насоса производится станцией управления по сигналам датчика в зависимости от уровня воды в баке водонапорной башни или водоразборного резервуара. На рис. 17 показана схема установки датчика уровней. Перепад уровней в резервуаре составляет для датчиков станций управления с двигателями до 12 *квт* — 0,5 *м*, а до 65 *квт* — 1 *м*. На станциях управления предусмотрена также возможность ручного управления. Если предусмотрена работа станции управления с датчиком сухого хода, то при понижении динамического уровня в скважине сверх допустимого происходит автоматическое отключение насоса. Схема установки датчика сухого хода показана

Таблица 7

Тип станции управления	Тип электродвигателя	Мощность электродвигателя, *квт*	Ток электродвигателя, *а*	Тип насоса
ПЭТ5101-03Е2М	МАП3-14-34/2	2,5	6,4	ЭЦВ6-7,2-45 6АПВ-9×7
ПЭТ5101-03Ж2М	МАП3-14-34/2	2,5	8	ЭЦВ8-22-75
ПЭТ5101-0332М	МАП3-14-34/2	2,5	10	6АПВ-9×12
ПЭТ5101-03Ж2М	ПЭДВ-28-140	2,8	8	ЭЦВ6-10-50 ЭЦВ6-4-130
ПЭТ5101-03Л2М	ПЭДВ-4,5-140	4,5	12	ЭЦВ6-10-80 ЭЦВ6-4-190 ЭЦВ6-7,2-120 ЭЦВ6-16-50
ПЭТ5101-03М2М	ПЭДВ-55-140	5,5	14	ЭЦВ6-16-75
ПЭТ5101-03Н2М	ПЭДВ-8-140	8	17	ЭЦВ6-10-140
ПЭТ5101-0302М	ПЭДВ-8-140	8	20	ЭЦВ6-10-185 1ЭЦВ6-10-185
ПЭТ5102-13А2М	ПЭДВ-11-140 ПЭДВ-11-180	11	25	ЭЦВ6-10-235 1ЭЦВ6-10-235 1ЭЦВ8-25-100
ПЭТ5102-13Б2М	МАП3м-18-50/2	12	30	8АПВм-10×7
ПЭТ5103-23А2М	ПЭДВ-22-230	22	47	ЭЦВ10-63-65 ЭЦВ12-210-25
ПЭТ5103-23В2М	МАП3м-2,19-64/2	35	78	10АПВм-9×5 10АПВм-9×7
ПЭТ5103-23Г2М	ПЭДВ-45-270	45	91	ЭЦВ12-160-65
ПЭТ5104-33А2М	МАП3м-27,3-54/2	60	97,5	12СП-18×2
ПЭТ5104-33Б2М	ПЭДВ-65-270	65	130	ЭЦВ12-160-100

на рис. 18. Датчиками сухого хода снабжаются станции управления с двигателями мощностью до 65 *квт*.

Кроме того, станции управления обеспечивают:

защиту от токов короткого замыкания, технологических перегрузок и перегрузок, вызванных потерей напряжения в одной из фаз питающей сети;

защиту цепей управления от токов короткого замыкания;

контроль нагрузки электродвигателя насоса.

Станция управления представляет собой специальный шкаф защищенного исполнения, в котором смонтирована пусковая и защитная аппаратура, приборы и аппаратуры управления. Принципиальные схемы станций управления погружными насосами с мощностью электродвигателя до 12 *квт* и до 65 *квт* приведены соответственно на рис. 19 и 20. Основные технические данные станций управления с двигателями до 12 *квт* приведены в табл. 8,

Таблица 8

Наименование параметров	Тип станции управления								
	ПЭТ 5101-О3Е2М	ПЭТ 5101-О3Ж2М	ПЭТ 5101-О332М	ПЭТ 5101-О3Л2М	ПЭТ 5101-О3М2М	ПЭТ 5101-О3Н2М	ПЭТ 5101-О3О2М	ПЭТ 5102-13А2М	ПЭТ 5102-13Б2М
Мощность управляемого электронасоса в *квт*	2,5	2,5	2,5	4,5	5,5	8	8	11	12
Ток номинальный в *а*	6,4	8	10	12	14	17	20	25	30
Напряжение главной цепи в *в*	380	380	380	380	380	380	380	380	380
Напряжение цепей управления, *в*	220	220	220	220	220	220	220	220	220
Длина датчиков уровней в *м*	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Габаритные размеры станции управления в *мм*:									
высота	493	493	493	493	493	493	493	493	493
ширина	435	435	435	435	435	435	435	435	435
глубина	205	205	205	205	205	205	205	205	205
Вес станции управления в *кг*	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Вес датчика уровней в *кг*	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5

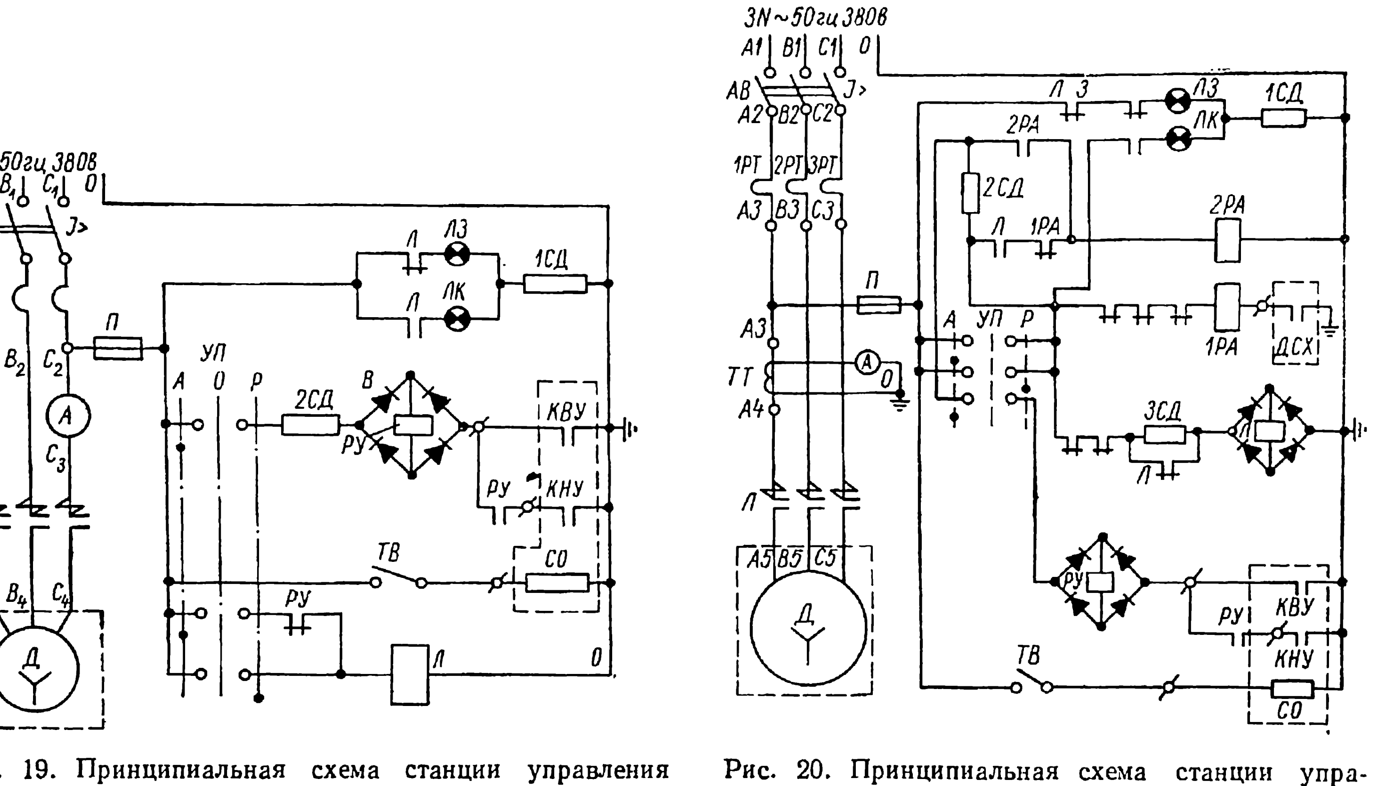


Рис. 19. Принципиальная схема станции управления погружными насосами с мощностью электродвигателя до 12 *квт*

Рис. 20. Принципиальная схема станции управления погружными насосами с мощностью электродвигателя до 65 *квт*

а с двигателями до 65 *квт* — в табл. 9. Для подготовки к пуску необходимо включить автоматический выключатель *АВ*. Зеленая лампа *ЛЗ* должна загораться, что указывает на наличие напряжения на станции и на то, что насос не включен.

Таблица 9

Наименование параметров	Тип станции управления				
	ПЭТ 5103-23А2М	ПЭТ 5103-23В2М	ПЭТ 5103-23Г2М	ПЭТ 5104-33А2М	ПЭТ 5104-33Б2М
Мощность управляемого электронасоса в *квт*	22	35	45	60	65
Ток номинальный в *а*	47	78	91	115	130
Напряжение главной цепи в *в*	380	380	380	380	380
Напряжение цепей управления в *в*	220	220	220	220	220
Длина датчиков уровней в *м*	1	1	1	1	1
Длина соединительного провода датчика сухого хода в *м*	35	165	80	60	115
Габаритные размеры станции управления в *мм*:					
высота	1000	1000	1000	1000	1000
ширина	700	700	700	700	700
глубина	420	420	420	420	420
Вес станции управления в *кг*	70	80	80	90	90
Вес датчика уровней в *кг*	8	8	8	8	8

В случае ручного управления станцией до 12 *квт* для пуска насоса необходимо универсальный переключатель *УП* установить в положение «ручное». При этом замкнется контакт, и получит питание катушка магнитного пускателя *Л*. Магнитный пускатель срабатывает и включает электродвигатель. Зеленая лампа на станции управления гаснет, а красная загорается и указывает на то, что двигатель включен. Для остановки насоса универсальный переключатель необходимо установить в положение *О*. Магнитный пускатель теряет питание, и электродвигатель останавливается.

В случае ручного управления станцией до 65 *квт*, как и в предыдущем случае, универсальный переключатель *УП* необходимо установить в положение «ручное». При этом происходит включение пускателя *Л* через собственный размыкающий блок-контакт, блокирующий гасящее сопротивление *ЗСД*. Пускатель своими размыкающими блок-контактами включает гасящее сопротивление *ЗСД* и разрывает цепь зеленой лампочки. Цепь красной лампочки замыкается, она должна загореться, что свидетельствует о включении электродвигателя. Если датчик сухого хода, установленный за насосом, находится в воде, то срабатывает реле *1РА*, подготовляя схему защиты. Для остановки насоса универсальный переключатель устанавливают в среднее положение *О*. Пускатель выключится, главными контактами отключит электродвигатель, а блок-контактами подготовит схему для следующего пуска. Зеленая лампа должна загореться.

Подготовка к автоматическому пуску производится так же, как и при ручном управлении. Универсальный переключатель установить в положение *А* (автоматическое управление). Магнитный пускатель *Л* срабатывает, и электродвигатель получает питание. Зеленая лампа при этом гаснет, а красная загорается, сигнализируя о включении электродвигателя насоса. Подаваемая насосом вода, достигнув верхнего контролируемого уровня в резервуаре насосной установки, замкнет контакты *КВУ* датчика уровня. Реле уровней *РУ* получит питание и своим размыкающим контактом обесточит магнитный пускатель электродвигателя, и последний будет выключен. Зеленая лампа на станции управления загорится.

При понижении уровня воды в резервуаре контакты верхнего уровня датчика выйдут из воды. Однако реле уровней остается включенным через контакты нижнего уровня датчика *КНУ* и собственный замыкающий контакт. Если уровень воды в резервуаре насосной установки продолжает понижаться, то контакты нижнего уровня датчика *КНУ* выйдут из воды, реле уровней потеряет питание и своим размыкающим контактом включит магнитный пускатель, а следовательно, и электродвигатель. При последующих колебаниях уровня воды в резервуаре описанный цикл работы станции управления повторяется.

Для работы в зимних условиях с неутепленным резервуаром предусматривается обогрев датчика уровней, исключающий его обледенение. Сопротивление обогрева выполнено в виде спирали в изоляционных втулках и размещается в трубе контакта нижнего уровня.

ГЛАВА II

ИССЛЕДОВАНИЕ СТУПЕНЕЙ ПОГРУЖНЫХ НАСОСОВ

1. Экспериментальные установки для испытания ступеней погружных насосов

Исследования и отработка проточной полости ступеней обычно производятся на экспериментальных установках замкнутого типа с вертикальным или горизонтальным насосным блоком. В качестве примера ниже рассматривается экспериментальная установка лаборатории гидромашиностроения ЛПИ.

Установка (рис. 21) состоит из бака *7*, всасывающего и напорного трубопроводов, экспериментального насоса, *11* и балансирного электродвигателя *10*, установленных на общей раме. Установка заполняется водой от водопровода через бак, который снабжен водомерным стеклом *8*, краном для выпуска воздуха и сливным трубопроводом с вентилем.

На напорном трубопроводе в соответствии с требованиями правил 27—54 [19] установлен расходомер, состоящий из нормальной диафрагмы *5* и дифференциального водяного пьезометра *4*. В наивысших точках кольцевых камер расходомера, осредняющих давление в местах отбора, установлены краны для удаления воздуха. Диаметр всасывающего и напорного трубопроводов 150 *мм*. Участки трубопровода, примыкающие к расходомеру, механически обработаны.

Для испытания ступеней различной мощности предусмотрены два сменных балансирных электродвигателя переменного тока при номинальной мощности 2,8 и 7 *квт* со скоростью вращения, близкой к номинальной скорости вращения погружного насоса 2820 *об/мин*.

Скорость вращения измерялась с помощью фотоимпульсного счетчика, для чего на удлиненном валу балансирного электродвигателя закреплен диск *9* с полукольцевой прорезью. С одной стороны диска на уровне прорези расположен источник света, с другой стороны — фотосопротивление. Суммирующий счетчик импульсов регистрирует количество импульсов за постоянный промежуток времени хода электрочасов.

Регулирование опытного насоса осуществляется дросселированием с помощью задвижки *6*,

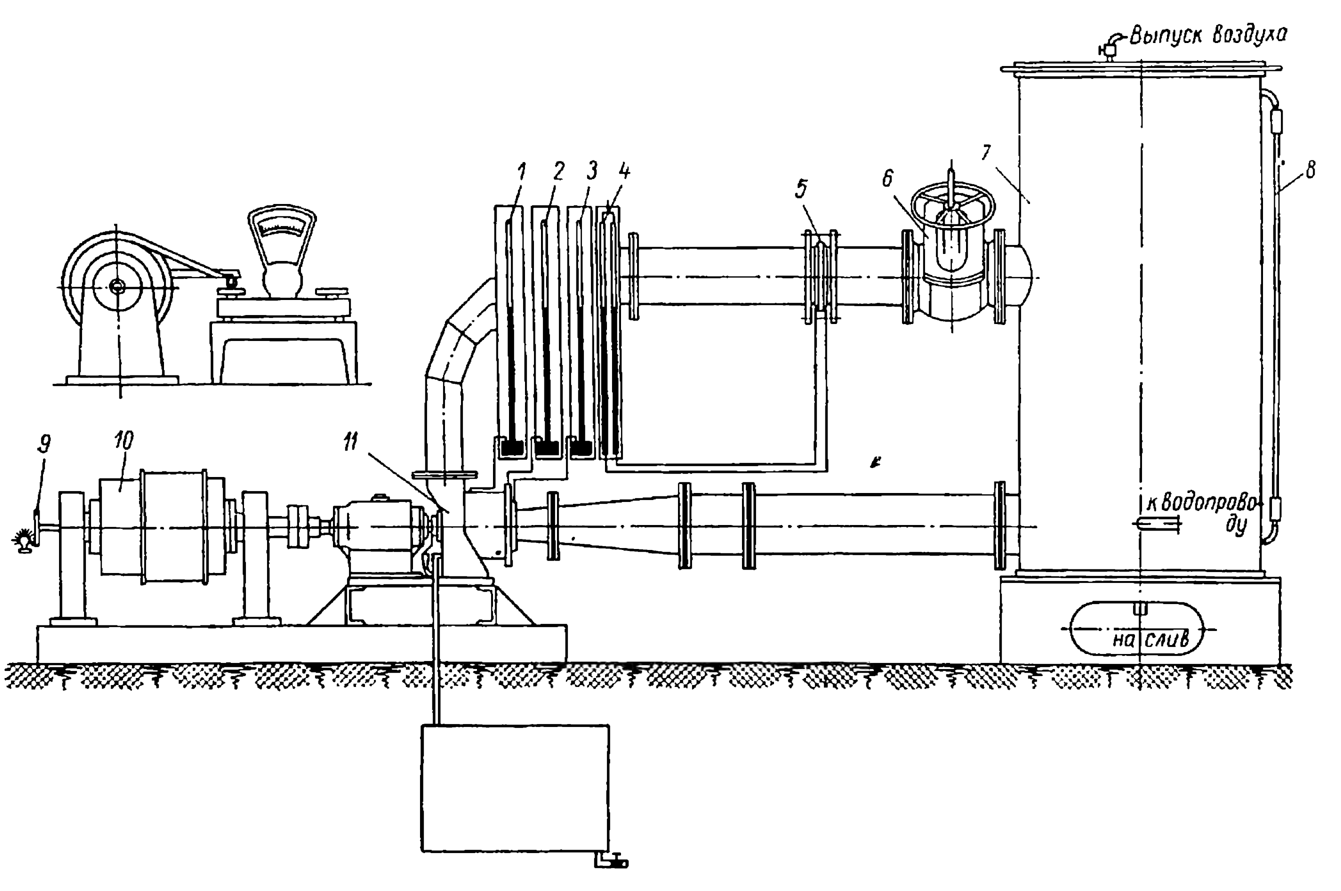


Рис. 21. Схема экспериментальной установки для испытания ступеней погружных насосов

Конструкция экспериментального насоса (рис. 22) позволяет производить испытания по снятию рабочей характеристики как первой, так и промежуточной ступени. Экспериментальный насос — горизонтальный, консольного типа. Проточная полость насоса состоит из осевого конфузорного подвода *1*, внутри которого расположен обтекатель *2* с тремя радиальными лопатками, рабочего колеса *3*, лопаточного отвода радиального типа *4* и от-

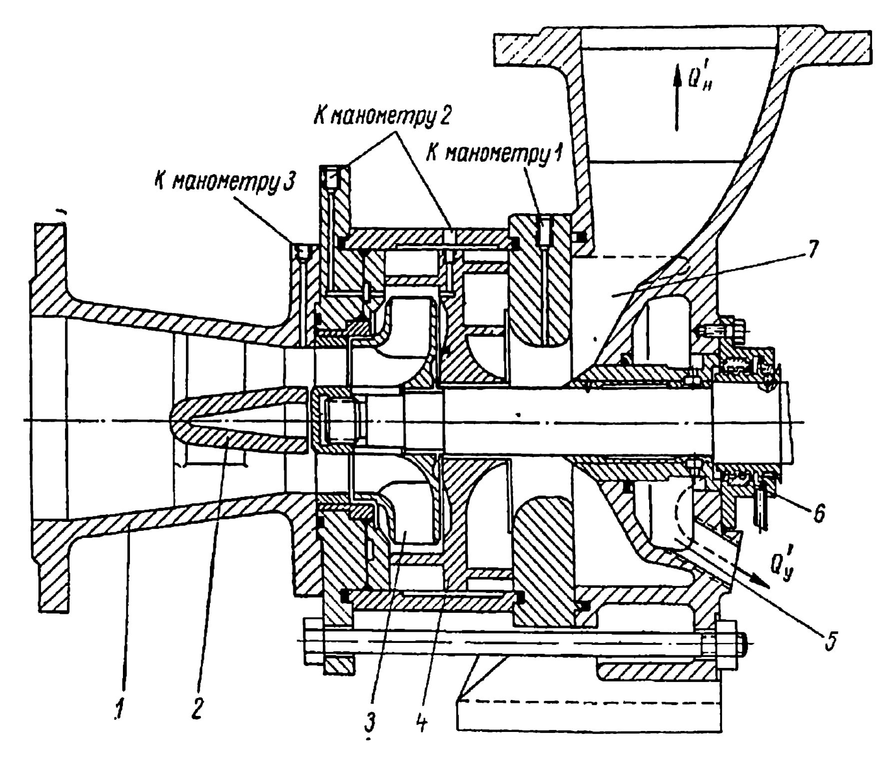


Рис. 22. Блок экспериментального насоса

водящего канала напорного патрубка *7*. Радиальные нагрузки и сила осевого давления, возникающие при работе насоса, воспринимаются радиальными подшипниками, помещенными в специальном корпусе с масляной ванной.

Вал опытного насоса имеет гидравлическое уплотнение, которое исключает механические потери, свойственные сальниковому уплотнению и зависящие от условий эксплуатации (давление перед сальником, степень его зажатия, материал набивки сальника и др.). Это позволяет производить измерение потребляемой мощности с высокой точностью при выделении потерь в подшипниках. Гидравлическое уплотнение вала представляет собой совокупность гидравлических сопротивлений и связано с системой дренажа протечек воды. Протечки воды через зазор между валом и втулкой собираются в кольцевой камере напорного патрубка *5* и далее через трубопровод отводятся в сливной бак. Протечки

воды через уплотнение гребенчатого типа собираются в камере уплотнения *6*, откуда тем же трубопроводом отводятся в сливной бак для измерения суммарных протечек весовым способом.

2. Испытания по снятию рабочих характеристик ступеней

Экспериментальные исследования многоступенчатых насосов с лопаточными отводами показывают, что характеристики первой и промежуточных ступеней могут существенно отличаться из-за влияния закрутки потока при входе в рабочее колесо промежуточной ступени. Поэтому для построения общей характеристики насоса по данным эксперимента необходимо иметь характеристики как первой, так и промежуточной ступеней.

Для получения характеристики первой ступени проводятся испытания по одноступенчатой схеме с осевым поводом потока к рабочему колесу (рис. 22).

Характеристика промежуточной ступени снимается при испытаниях с подводом потока к рабочему колесу ступени через дополнительно установленный перед ним лопаточный отвод (рис. 23). Испытания по такой схеме приближают условия работы промежуточной ступени к реальным и позволяют оценить взаимное влияние ступеней. Характеристика промежуточной ступени может быть также получена при испытаниях по двухступенчатой схеме (рис. 32) путем вычитания характеристики первой ступени из характеристики двух ступеней. Однако сравнение этих способов получения характеристики промежуточной ступени показывает, что испытания по двухступенчатой схеме можно не проводить ввиду сходимости характеристик, полученных в обоих случаях (см. раздел 6 данной главы).

В процессе опыта по снятию рабочей характеристики подача регулируется с помощью задвижки, установленной на напорном трубопроводе, и изменятся в пределах от нуля до значения, превышающего расчетное на 20—30%, и затем снова до нуля. Открытия задвижки устанавливаются таким образом, чтобы получить 30—40 замеров. При этом на режимах работы, близких к оптимальным, подача измеряется с меньшими интервалами. Подача ступени, соответствующая замеренной скорости вращения, определяется как сумма расхода через напорный трубопровод и протечек через зазоры гидравлического уплотнения вала

$$Q' = Q'_н + Q'_у,$$

где $Q'_н$ — расход через напорный трубопровод, определяемый расходомером с нормальной диафрагмой по перепаду давлений в водяном пьезометре;

$Q'_у$ — протечки через зазоры гидравлического уплотнения вала, измеряемые весовым способом.

Протечки через зазоры гидравлического уплотнения вала измеряются одновременно со снятием рабочей характеристики ступени. Протечки могут изменяться как в зависимости от режима работы ступени, так и в зависимости от подпора воды при входе в сту-

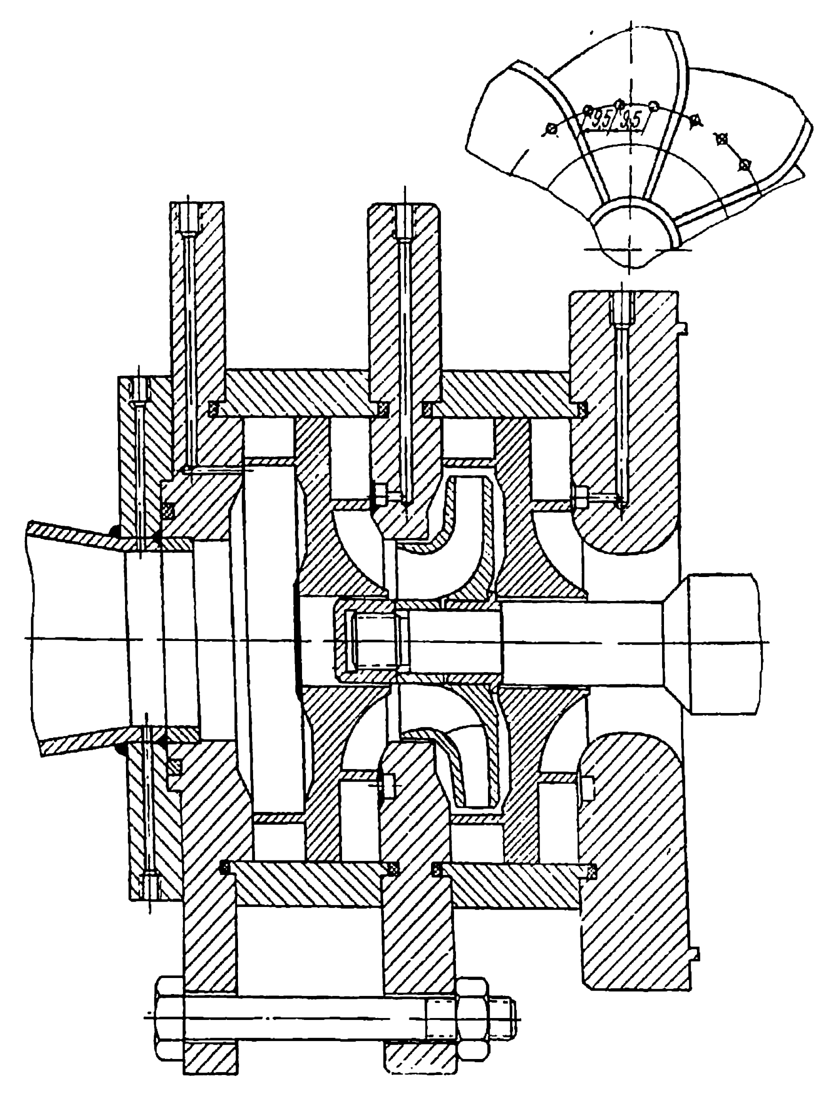


Рис. 23. Схема блока с дополнительным отводом для снятия характеристики второй ступени

пень, поэтому рабочие характеристики снимаются при постоянном подпоре. Величина подпора должна обеспечивать бескавитационный режим работы ступени. Она поддерживается постоянной в процессе опыта с помощью вентиля, установленного на питающем бак трубопроводе.

При снятии характеристики промежуточной ступени по схеме с дополнительно установленным отводом необходимо обратить особое внимание на обеспечение бескавитационного режима работы,

так как установленный перед рабочим колесом отвод вызывает дополнительные потери.

При снятии рабочей характеристики первой ступени для определения напора измеряется разность давлений при выходе потока из ступени и при входе в ступень. Давление при выходе потока из ступени измеряется ртутным чашечным манометром *1* (рис. 21), а давление при входе в ступень — манометром *3*, которым одновременно контролируется величина подпора.

Напор ступени при скорости вращения вала, измеренной в процессе опыта, определяется по формуле

$$H' = \frac{\gamma_p}{\gamma_в}(h_1 + \Delta h_1 - h_3 - \Delta h_3) - \frac{v_н^2 - v_в^2}{2g} \text{ м вод. ст.},$$

где $\frac{\gamma_p}{\gamma_в}$ — 13,6 — отношение удельных весов ртути и воды;

h_1 — давление при выходе потока из ступени в *м рт. ст.*;

h_3 — давление при входе потока в ступень в *м рт. ст.*;

Δh_1 и Δh_3 — поправки на понижение уровня ртути в чашках манометров в *м рт. ст.*;

$\frac{v_н - v_в}{2g}$ — поправка на скоростной напор в *м вод. ст.*

Отметки нулей шкал всех манометров расположены в одной плоскости, и поправок на расположение манометров не вводится. Давление на выходе из рабочего колеса p_2, необходимое для расчетов по балансу энергии ступени, измеряется манометром *2*.

При снятии характеристики промежуточной ступени по схеме с дополнительным отводом (рис. 23) отбор давления на входе и выходе потока из ступени производится через отверстия и кольцевые выравнивающие камеры во фланцах, между которыми заключена проточная полость ступени. Во фланцах для каждого обратного канала обоих отводов на одном и том же диаметре симметрично расположено по три отверстия, что обеспечивает выравнивание давления и повышение точности измерений. В этом случае при определении напора не требуется вводить поправку на скоростной напор.

Мощность, потребляемая ступенью, определяется как разность мощности на валу установки и мощности ее холостого хода

$$N_{ст} = N - N_{xx}.$$

Для определения мощности холостого хода N_{xx} вал установки со специальной втулкой *1* (рис. 24, *а*) вместо рабочего колеса вращается в воде. Потребляемая при этом мощность N'_{xx} больше мощности N_{xx} на величину потерь дискового трения на участках вала в пределах длины ступени $L_{ст}$.

$$N_{xx} = N'_{xx} - N_{дт}.$$

Мощность дискового трения $N_{\partial m}$ с достаточной для практики точностью может быть определена расчетом. Согласно рис. 24, *а* получаем

$$N_{\partial m} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4,$$

где N_1, N_2, N_3, N_4 — мощности дискового трения по соответственно обозначенным на рисунке участкам.

Для турбулентного режима при $\mathrm{Re} > 10^5$

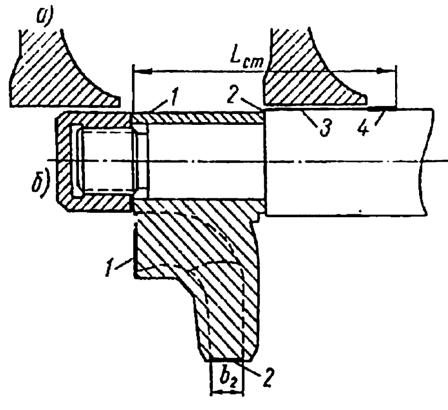


Рис. 24. К определению потерь мощности дискового трения: *а* — к определению мощности дискового трения при холостом ходе; *б* — к определению мощности дискового трения рабочего колеса

$$N_1 = \frac{0{,}0365}{102\sqrt[5]{\mathrm{Re}_1}} 2\pi\rho\omega^3 R_1^4 l_1 \ \text{квт};$$

$$N_2 = \frac{0{,}0365}{102}\rho\omega^3\left(\frac{R_2^5}{\sqrt[5]{\mathrm{Re}_2}} - \frac{R_1^5}{\sqrt[5]{\mathrm{Re}_1}}\right) \text{квт},$$

где ρ — плотность воды;
R_1 и R_2 — радиусы окружностей кольцевой поверхности *2*;
ω — угловая скорость вращения;
Re_1 и Re_2 — числа Рейнольдса:

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{\omega R_1^2}{\nu}; \quad \mathrm{Re}_2 = \frac{\omega R_2^2}{\nu};$$

$$N_3 = \frac{6{,}1\cdot 10^{-4}}{\sqrt[4]{\mathrm{Re}_3}} \rho\omega^3 R_3^4 l_3 \ \text{квт},$$

здесь $\mathrm{Re}_3 = \frac{2b\omega R_3}{\nu}$,

где b — величина зазора;

$$N_4 = \frac{0{,}0365}{102\sqrt[5]{\mathrm{Re}_4}} 2\pi\rho\omega^3 R_4^4 l_4 \ \text{квт},$$

здесь $\mathrm{Re}_4 = \frac{\omega R_4^2}{\nu}$,

где $R_4 = R_3$;
l_1, l_3, l_4 — длины соответствующих участков (см. рис. 24, *а*).

Усилие, передаваемое на чашу весов от реактивного момента балансирного электродвигателя при холостом ходе

$$\Delta P = \frac{N_{xx}102\cdot 30}{l\pi n} \ \text{кГ},$$

где l — длина рычага балансирного электродвигателя в *м*;
n — номинальное число оборотов в *об/мин*.

Мощность, потребляемая ступенью при числе оборотов вала n', измеренном в процессе опыта,

$$N'_{cm} = \frac{\pi n' l}{102 \cdot 30} (P - \Delta P) \ \textit{квт},$$

где P — усилие, передаваемое на чашу весов от реактивного момента балансирного электродвигателя.

Полезная мощность ступени

$$N'_{n} = \frac{\gamma Q' H'}{102} \ \textit{квт},$$

где γ — удельный вес воды в $\textit{кГ/м}^3$.

К. п. д. ступени

$$\eta_{cm} = \frac{N'_{n}}{N'_{cm}} = \frac{\gamma Q' H'}{102 N'_{cm}}.$$

Для построения характеристики ступени полученные значения Q', H' и N'_{cm} пересчитываются по уравнениям подобия на номинальное число оборотов погружного насоса:

$$Q = Q' \frac{n}{n'}; \quad H = H' \left(\frac{n}{n'}\right)^2; \quad N_{cm} = N'_{cm} \left(\frac{n}{n'}\right)^3$$

3. Баланс энергии ступени

Рабочая характеристика позволяет оценивать энергетические качества ступени в целом, без разделения потерь по категориям и элементам проточной полости. Однако отработка высокоэффективных ступеней возможна лишь при анализе потерь по категориям и элементам проточной полости путем составления баланса энергии по данным эксперимента [21]. С этой целью определяются объемный, внутренний механический и гидравлический к. п. д. на различных режимах.

Зависимость объемного к. п. д. от подачи $\eta_{об} = f(Q)$ может быть определена специальным экспериментом. Она может быть получена также расчетно-экспериментальным методом, опытные данные для которого получаются непосредственно при снятии рабочей характеристики. Как показывает опыт, оба способа определения объемного к. п. д. дают хорошо согласующиеся результаты. Ниже рассматривается определение объемного к. п. д. расчетно-экспериментальным способом при известных из опыта величинах давления при входе и выходе из рабочего колеса и величин зазоров в переднем уплотнении рабочего колеса. Равномерность и величина зазора переднего уплотнения рабочего колеса контролируются при сборке ступени с помощью щупа. Известно, что

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + Q_{об}},$$

где $Q_{об}$ — утечки через зазор переднего уплотнения рабочего колеса [11];

$$Q_{об} = \pi D_i b \mu \sqrt{2gH_{pi}},$$

здесь D_i — диаметр кольцевой щели переднего уплотнения рабочего колеса;

b — зазор в уплотнении;

μ — приведенный коэффициент расхода уплотнения;

H_{pi} — напор, теряемый в уплотнении,

$$H_{pi} = \frac{p_i - p_1}{\gamma} = H_p - \frac{u_2^2}{8g}\left[1 - \left(\frac{R_i}{R_2}\right)^2\right],$$

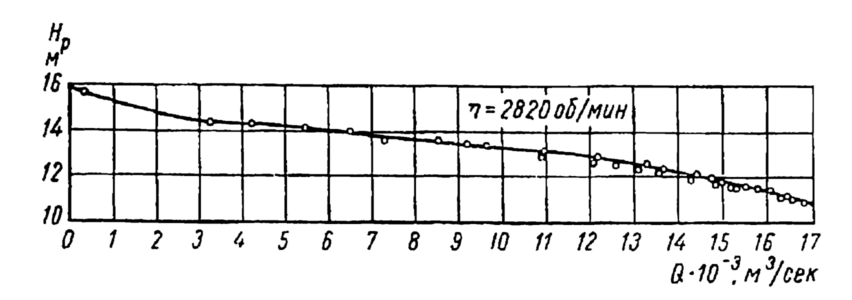


Рис. 25. График изменения потенциального напора колеса от подачи

где p_i — давление перед входом в уплотнение;

p_1 — давление после выхода из уплотнения, равное давлению на входе колеса;

u_2 — окружная скорость рабочего колеса на выходе;

R_i — радиус кольцевой щели уплотнения;

R_2 — радиус рабочего колеса на выходе;

H_p — потенциальный напор рабочего колеса, определяемый из опыта при снятии рабочей характеристики,

$$H_p = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$$

или

$$H_p = \frac{\gamma_p}{\gamma_в}(h_2 + \Delta h_2 - h_1 - \Delta h_1)\left(\frac{n}{n'}\right)^2 \text{ м вод. ст.},$$

где h_2 — давление при выходе из рабочего колеса в *м рт. ст.*;

Δh_2 — поправка на понижение уровня ртути в чашке манометра в *м рт. ст.*

По вычисленным значениям H_p на различных режимах строится график $H_p = f(Q)$ (рис. 25).

Приведенный коэффициент расхода для уплотнения щелевого типа, обычно применяемого в погружных насосах, определяется по уравнению

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda l}{2b} + 1{,}5}},$$

где λ — коэффициент сопротивления при движении в щели переднего уплотнения;

l — длина уплотнения.

Величина приведенного коэффициента расхода определяется методом последовательных приближений следующим образом. Сначала он определяется по ориентировочно вычисленному значению λ, в предположении турбулентности движения и гидравлической шероховатости поверхностей уплотнения

$$\lambda = \frac{1}{\left(1{,}74 + 2{,}00 \lg \frac{r_0}{\Delta}\right)^2},$$

где Δ — абсолютная шероховатость;

r_0 — радиус трубы.

Коэффициент сопротивления λ при движении в щели принимается таким же, как в трубе с одинаковым значением гидравлического радиуса

$$d_0 = 4R_г = 2b,$$

где b — радиальный зазор уплотнения.

Затем определяются окружная и расходная составляющие скорости при движении в щели и по ним — число Рейнольдса.

$$u_i = \omega R_i; \quad v_i = \mu \sqrt{2gH_{pi}}; \quad \mathrm{Re} = \frac{2b}{\nu} \sqrt{v_i^2 + \left(\frac{u_i}{2}\right)^2},$$

где ν — кинематический коэффициент вязкости.

По известным Re и λ находят толщину δ ламинарной пленки

$$\delta = 2b \frac{11{,}8}{\mathrm{Re}} \sqrt{\frac{8}{\lambda}}.$$

Если окажется, что толщина ламинарной пленки больше абсолютной шероховатости поверхности уплотнения $\delta > \Delta$, то уточняется значение λ по уравнению для турбулентного движения в трубах с гладкими стенками

$$\lambda = \frac{1}{[2 \lg (\mathrm{Re} \sqrt{\lambda} - 0{,}8)]^2}.$$

Эта формула применяется практически при любых числах Re, начиная с $\mathrm{Re} > 4 \cdot 10^3$.

Используя полученное значение λ, выполняют первое и последующие приближения для уточнения значения μ. По уточненному значению μ и известному H_{pi} определяют $Q_{об}$ для различных режимов и строят график (рис. 26) $\eta_{об} = f(Q)$.

Внутренний механический к. п. д., учитывающий только потери мощности на дисковое трение, определяется по уравнению

$$\eta_{iм} = \frac{N_{cm} - N_{дт}}{N_{cm}},$$

где $N_{дт}$ — потери мощности на дисковое трение.

Потери мощности на дисковое трение можно определить экспериментально при вращении в воде специально изготовленного макета рабочего колеса (рис. 24, *б*) или рабочего колеса с заглушенным входом и выходом.

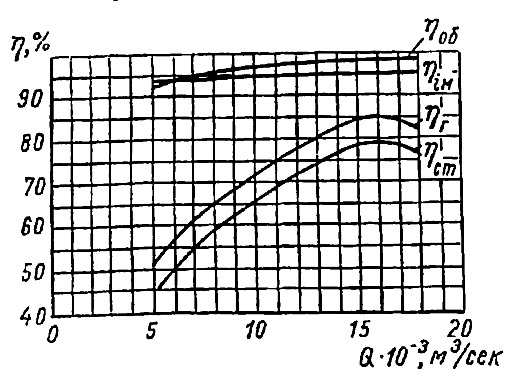


Рис. 26. Зависимость коэффициентов полезного действия $\eta_{об}$, $\eta_{iм}$, $\eta_{г}$ и η_{cm} от подачи

$$N_{дт} = N'_{дт} - N''_{дт},$$

где $N'_{дт}$ — суммарная мощность дискового трения макета рабочего колеса, включая мощность трения по добавочным поверхностям, отсутствующим у натурного колеса;

$N''_{дт}$ — мощность дискового трения по добавочным поверхностям макета, отсутствующим у натурного рабочего колеса.

$$N'_{дт} = \frac{\pi n'}{102 \cdot 30}(P - \Delta P)\, l \left(\frac{n}{n'}\right)^3 \text{ квт},$$

здесь P — усилие, передаваемое на чашу весов от реактивного момента балансирного электродвигателя в *кГ*;

ΔP — то же, соответствующее мощности холостого хода;

l — длина рычага балансирного электродвигателя в *м*;

n' — число оборотов в процессе опыта в *об/мин*;

n — номинальное число оборотов в *об/мин*.

$$N''_{дт} = N_1 + N_2,$$

здесь N_1 — мощность дискового трения по поверхности кольца *1* макета при входе в рабочее колесо;

N_2 — то же по цилиндрической поверхности макета при выходе из рабочего колеса.

Мощности дискового трения N_1 и N_2 по поверхностям макета, отсутствующим у натурного колеса, определяются расчетом

$$N_1 = \frac{0,0365}{102\sqrt[5]{\mathrm{Re}}}\rho\omega^3 R_0^5 \ \text{квт},$$

где ρ — плотность воды при ее температуре во время опыта в $кг/м^3$;

R_0 — радиус входного отверстия рабочего колеса в $м$;

ω — номинальная угловая скорость вращения в $1/сек$;

Re — число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{\omega R_0^2}{\nu}.$$

$$N_2 = \frac{0,0365}{102\sqrt[5]{\mathrm{Re}}} 2\pi\rho\omega^3 R_2^4 b_2 \ \text{квт},$$

где R_2 — выходной радиус рабочего колеса в $м$;

b_2 — ширина рабочего колеса на выходе в $м$.

При высоких значениях n_s потери мощности на дисковое трение рабочего колеса насоса для скважины малого диаметра (100—200 $мм$) относительно невелики и экспериментальное их определение с необходимой точностью затруднительно. Для их определения необходима специальная установка с соответствующим приводом. В этом случае потери мощности на дисковое трение могут с достаточной для практики точностью определяться расчетом по формуле

$$N_{дт} = 0,0196 C_f \rho\omega^3 R_2^4 (R_2 + 5e) \ \text{квт},$$

где $C_f = \frac{0,0365}{\sqrt[5]{\mathrm{Re}}}$ — коэффициент дискового трения;

e — толщина диска на выходном диаметре рабочего колеса.

Определив мощность $N_{дт}$, находят $\eta_{iм}$ на разных режимах и по данным расчета строят график $\eta_{iм} = f(Q)$ (рис. 26).

Гидравлический к. п. д. ступени

$$\eta_г = \frac{\eta_{ст}}{\eta_{об}\eta_{iм}},$$

где значение $\eta_{ст}$ снимается с рабочей характеристики, а значения $\eta_{об}$ и $\eta_{iм}$ берут с графиков $\eta_{об} = f(Q)$ и $\eta_{iм} = f(Q)$. По результатам вычислений строят график $\eta_г = f(Q)$.

К. п. д. рабочего колеса

$$\eta_к = \frac{H_к}{H_T} = 1 - \frac{h_{wк}}{H_T},$$

где $H_к$ — напор, развиваемый рабочим колесом;

$H_к = H_т - h_{шк}$,

$h_{шк}$ — гидравлические потери в рабочем колесе;

$H_т$ — теоретический напор

$$H_т = \frac{H}{\eta_г},$$

где значения H принимаются по характеристике ступени, а $\eta_г$ берется по графику $\eta_г = f(Q)$. По найденным для различных режимов значениям $H_т$ строят график $H_т = f(Q + Q_{об})$. В режимах недогрузки из-за гидравлического торможения линия $H_т = f(Q + Q_{об})$ отклоняется вверх от прямой (рис. 27). Поэтому для исключения потерь гидравлического торможения из общих гидравлических потерь необходимо линию $H_т = f(Q + Q_{об})$ продолжить по прямой в сторону малых нагрузок. Гидравлические потери в рабочем колесе при различных подачах определяются по формуле

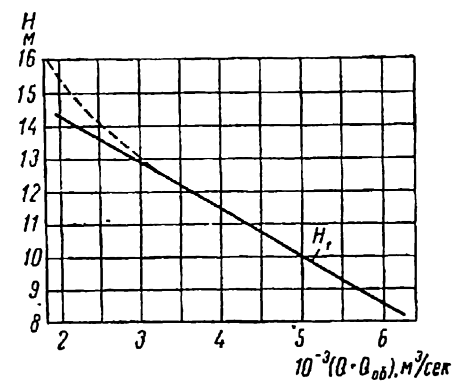


Рис. 27. Зависимость теоретического напора от подачи колеса

$$h_{шк} = H_т - H_к = H_т - H_р - \frac{v_2^2 - v_0^2}{2g} = H_т - H_р - \frac{v_{u2}^2 + v_{m2}^2 - v_0^2}{2g},$$

где v_2 — абсолютная скорость жидкости на выходе из рабочего колеса;

v_{u2} — окружная составляющая абсолютной скорости;

v_{m2} — меридианная составляющая абсолютной скорости при выходе из рабочего колеса с учетом стеснения сечения телом лопастей;

v_0 — скорость входа жидкости в рабочее колесо.

Меридианная составляющая абсолютной скорости

$$v_{m2} = k_2 \frac{Q + Q_{об}}{2\pi R_2 b_2},$$

где k_2 — коэффициент стеснения на выходе;

b_2 — ширина рабочего колеса на выходе.

Скорость входа в рабочее колесо

$$v_0 = \frac{4(Q + Q_{об})}{\pi (D_0^2 - d_{вт}^2)},$$

где D_0 — входной диаметр рабочего колеса;

$d_{вт}$ — диаметр втулки рабочего колеса,

Окружная составляющая абсолютной скорости v_{u2} определяется из основного уравнения насоса, составленного с учетом частичной закрутки потока, возникающей из-за утечек через переднее уплотнение

$$\frac{v_{u2}u_2}{g} = H_т + \frac{Q_{об}}{Q + Q_{об}} \cdot \frac{u_0^2}{2g},$$

где u_0 — окружная скорость при выходе из переднего уплотнения рабочего колеса.

Определив гидравлические потери в рабочем колесе при разных режимах и принимая для них значения $H_т$ из графика $H_т = f(Q + Q_{об})$, вычисляют $\eta_к$ и строят график $\eta_к = f(Q)$.

Коэффициент реакции рабочего колеса

$$\rho = \frac{H_p}{H_т}.$$

Принимая в зависимости от подачи значения H_p и $H_т$ из графиков, вычисляют ρ и результаты вычислений представляют графиком $\rho = f(Q)$ (рис. 31).

Гидравлические потери в отводе

$$h_{w\ отв} = H_т - h_{wк} - H.$$

Для разделения гидравлических потерь по элементам проточной полости вводится к. п. д. отвода

$$\eta_{отв} = \frac{\eta_г}{\eta_к}.$$

Результаты вычислений $\eta_{отв}$ в зависимости от режимов представляют в виде графика $\eta_{отв} = f(Q)$.

К. п. д. отвода, характеризующий его способность восстанавливать давление,

$$\eta'_{отв} = \frac{\Delta H}{\Delta H_т} = 1 - \frac{h_{w\ отв}}{\Delta H_т},$$

где ΔH — давление, восстанавливаемое в отводе;

$\Delta H_т$ — давление, восстанавливаемое в отводе без учета гидравлических потерь.

$$\Delta H = \Delta H_т - h_{w\ отв} = \frac{v_2^2 - v_н^2}{2g} - h_{w\ отв} = \frac{v_{u2}^2 + v_{m2}^2 - v_н^2}{2g} - h_{w\ отв},$$

где $v_н$ — скорость потока на выходе из ступени.

Разделение гидравлических потерь в проточной полости ступени на потери в колесе и отводе по изложенной выше методике является приближенным и справедливо при допущении равномерного распределения скоростей по мерным сечениям. Вместе с тем

полученные результаты позволяют сделать сравнительную качественную оценку гидравлических потерь в колесе и отводе и при необходимости принимать меры к их улучшению.

4. О форме проточной полости ступеней погружных насосов

Ниже рассматриваются формы проточной полости ступеней описанных в первой главе погружных насосов с точки зрения эффективности их применения по энергетическим качествам и технологичности конструкции.

Диаметральные размеры проточной полости погружного насоса обусловливаются диаметром скважины. Проектирование проточной полости необходимо производить таким образом, чтобы разместить насос заданных параметров в скважине с минимально возможным диаметром. Это объясняется тем, что стоимость сооружения скважин резко возрастает с увеличением их диаметра. В связи с этим в погружных насосах применяют либо полуосевые и осевые лопаточные отводы, либо лопаточные отводы радиального типа. Последние обычно применяются при значениях коэффициента быстроходности $n_s < 100$. Полуосевые отводы хотя и обеспечивают меньшие диаметральные размеры, но осевые размеры насоса при этом увеличиваются. Полуосевые отводы имеют лопатки двоякой кривизны и представляют собой технологически сложную конструкцию. Их изготовление чаще всего осуществляется отливкой в землю, что не обеспечивает удовлетворительной чистоты поверхности из-за большой шероховатости и образования пригаров и приводит к существенному снижению гидравлического к. п. д.

Так, по исследованиям, проведенным в лаборатории гидромашиностроения ЛПИ им. М. И. Калинина, снижение полного к. п. д. ступени насоса ЭПЛ6, выполненной отливкой в землю, составило 8,3% по сравнению с к. п. д. той же ступени, испытанной после производства доводочных работ, которые заключались в зачистке каналов отвода от пригаров и снятии шероховатости. К. п. д. отвода, характеризующий его способность к восстановлению давления, составил у насоса ЭПЛ6 до производства доводочных работ $\eta'_{отв} = 3\%$ и после доводочных работ $\eta'_{отв} = 21,2\%$. Повышение к. п. д. отвода после доводочных работ произошло за счет уменьшения гидравлических потерь. К. п. д. отвода определялся по формуле, приведенной на стр. 55.

Попытки применения технологических процессов, обеспечивающих высокую чистоту поверхностей каналов отводов, приводят к необходимости либо изготовлять отвод из отдельных элементов, либо заменять лопатки двоякой кривизны цилиндрическими. Оба решения не являются оптимальными, так как первое приводит к технологически сложной конструкции отвода, а второе ухудшает его гидравлические качества,

Более существенным недостатком отводов этого типа является недостаточная их способность восстанавливать с высоким к. п. д. кинетическую энергию потока в энергию давления, в результате чего большая часть кинетической энергии остается не восстановленной и теряется на преодоление сопротивлений. Источником повышенных потерь напора является участок перехода потока в обратные каналы, так как отвод не имеет направляющих диффузорных каналов и поворот потока происходит при больших значениях скорости. Известно, что даже в лучших образцах непогружных насосов гидравлические потери на указанном участке поворота потока составляют от 40 до 60% от суммарных потерь в отводе [12].

Приведенные соображения показывают, что проточная полость ступени с полуосевыми отводами не является перспективной с точки зрения обеспечения высоких энергетических качеств ступени и насоса в целом. В особенности это справедливо при малых и средних значениях коэффициента быстроходности, когда динамический напор рабочего колеса является значительным и должен восстанавливаться отводом в энергию давления с возможно меньшими потерями. Однако при высоких значениях коэффициента быстроходности и надлежащей чистоте поверхности ступени с такими отводами могут иметь высокий к. п. д., и их применение с этой точки зрения оправдано, но длина ступени получается большой — примерно равной диаметру рабочего колеса и более.

Проточная полость ступени нефтяных погружных насосов состоит из рабочего колеса с предельно высоким значением коэффициента реакции и отвода, представляющего собой кольцевой безлопаточный канал, переходящий в радиальные обратные каналы. При этом абсолютная скорость потока во всей проточной полости ступени остается постоянной. Это приводит к большим гидравлическим потерям, так как поток, выходя из рабочего колеса, попадает в безлопаточный кольцевой канал, в котором приобретает винтовое движение и совершает поворот на 90°, поступая с той же скоростью в обратные радиальные каналы. Рабочее колесо с предельно высоким значением коэффициента реакции имеет равные абсолютные скорости потока на входе и выходе, что неизбежно ведет к тому, что межлопастные каналы рабочего колеса получаются с чрезмерной и неравномерной по оси диффузорностью. Последнее приводит к отрыву потока и большим потерям на вихреобразование. Несмотря на это, рассмотренный тип проточной полости оправданно применяется в погружных насосах для добычи нефти, так как обеспечивает наиболее высокую напорность ступеней. Высокая напорность ступени достигается за счет малого радиального размера кольцевого канала отвода, что позволяет максимально увеличить диаметр рабочего колеса. Напорность ступеней в погружных насосах для нефти является определяющим фактором, так как эти насосы являются высоконапорными и развивают напоры до 2000—3000 *м*.

В погружных насосах для водоподъема высокая напорность ступеней не является таким определяющим фактором, как в нефтяных, и здесь более актуальным становится повышение к. п. д. проточной полости. Поэтому очевидно, что проточная полость ступени с предельно высоким значением коэффициента реакции рабочего колеса в погружных насосах для водоподъема не может быть использована.

Необходимо заметить, что в большинстве конструкций погружных насосов применяются гидравлически разгруженные рабочие колеса. Применение таких колес, как отмечалось, незначительно снижает величину осевой силы из-за быстрого износа уплотнений и неэффективно, так как приводит к снижению к. п. д. ступени. Снижение к. п. д. ступени происходит за счет уменьшения объемного и гидравлического к. п. д. Снижение последнего объясняется нарушением структуры потока перед входом на лопасти рабочего колеса из-за перетечек через разгрузочные отверстия.

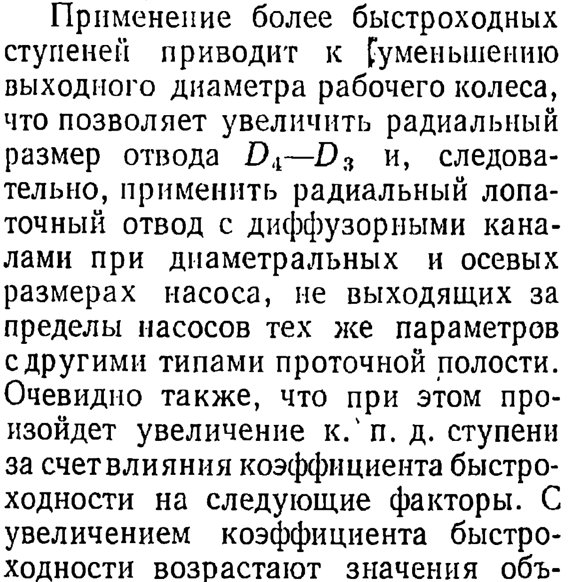
5. Основные положения к выбору формы проточной полости ступени погружных насосов

Максимальное значение скорости потока в проточной полости ступени имеет место на выходе из рабочего колеса. При этом поток имеет определенную закрутку. Опыт отработки питательных и других многоступенчатых насосов показывает, что отвод высокоэффективной ступени должен иметь лопатки, образующие диффузорные каналы, и лопатки обратных каналов. В диффузорных каналах происходит плавное уменьшение скорости потока и частичная его раскрутка. При этом для максимального снижения гидравлических потерь направление входных элементов лопаток диффузорных каналов согласовывается с направлением потока на выходе из рабочего колеса. Лопатки обратных каналов завершают раскрутку потока и осуществляют подвод его к рабочему колесу последующей ступени в осевом направлении. Необходимо подчеркнуть, что переход потока из диффузорных каналов в обратные каналы отвода происходит плавно и при обязательном условии, что скорости уже снижены в диффузорных каналах, так как в противном случае резко увеличиваются потери и соответственно снижается гидравлический к. п. д.

Таким образом, проточная полость ступени с радиальными диффузорными направляющими каналами и радиальными обратными каналами отвода является наиболее перспективной с точки зрения получения высоких энергетических качеств. Однако такой тип проточной полости в погружных насосах до последнего времени применялся только при значениях коэффициента быстроходности не более 100. Как известно [11, 25], при таком значении быстроходности диффузорные направляющие каналы лопаточного отвода должны отвечать следующим основным условиям:

входное сечение канала должно быть возможно ближе к квадратному $b_3 = a_3$; степень расширения примерно равна 2; длина канала $l \approx 4a_3$; угол расширения $\alpha = 10—12°$ для плоских диффузоров и $\alpha = 7—8°$ для пространственных.

Указанные параметры диффузорных каналов лопаточного отвода в погружных насосах из-за ограничений по диаметральным размерам не соблюдаются. Более того, в некоторых конструкциях (например, АПВ) направляющие лопатки отвода не образуют диффузорных каналов. Естественно, что при этих условиях нельзя ожидать высокого гидравлического к. п. д. ступени.



Применение более быстроходных ступеней приводит к уменьшению выходного диаметра рабочего колеса, что позволяет увеличить радиальный размер отвода $D_4—D_3$ и, следовательно, применить радиальный лопаточный отвод с диффузорными каналами при диаметральных и осевых размерах насоса, не выходящих за пределы насосов тех же параметров с другими типами проточной полости. Очевидно также, что при этом произойдет увеличение к. п. д. ступени за счет влияния коэффициента быстроходности на следующие факторы. С увеличением коэффициента быстроходности возрастают значения объемного и внутреннего механического к. п. д. На рис. 28 приведена зависимость объемного к. п. д. $\eta_{об}$, внутреннего механического к. п. д. $\eta_{iм}$ и внутреннего к. п. д. $\eta_i = \eta_{об}\eta_{iм}\eta_г$ от коэффициента быстроходности n_s, значения которых вычислены по формулам А. А. Ломакина [11]. Значения внутреннего к. п. д. даны для рабочего колеса с приведенным диаметром $D_{1пр} = 65$ *мм*, которому соответствует $\eta_г = 0{,}85$. Указанная величина $D_{1пр}$ является характерной для насосов, применяемых в скважинах диаметром 150—200 *мм* [13]. Как видно, внутренний к. п. д. повышается с возрастанием n_s, особенно в области малых значений последнего.

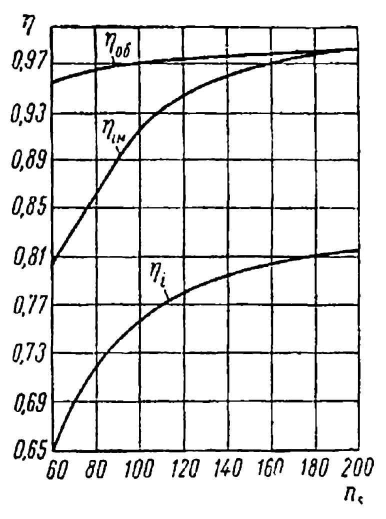


Рис. 28. Зависимость коэффициентов полезного действия от n_s

Роль отвода как преобразователя энергии при увеличении коэффициента быстроходности снижается, поскольку с увеличением n_s возрастает коэффициент реакции рабочего колеса. Это может быть показано следующим образом. Анализ лучших конструкций насосов показывает, что коэффициент окружной скорости колеса $k_{u2} = \frac{v_{u2}}{u_2}$ может быть представлен кривой, приведенной на рис. 29.

Как известно, коэффициент реакции рабочего колеса при нормальном входе потока определяется выражением

$$\rho = \frac{H_p}{H_T} \approx 1 - \frac{v_{u2}}{2u_2} = 1 - \frac{k_{u2}}{2}.$$

Рассмотрение характера изменения k_{u2} в функции от n_s показывает, что k_{u2} может быть представлен уравнением

$$k_{u2} = 1{,}87 n_s^{-0{,}28},$$

которое с удовлетворительной для практики точностью выражает опытную функциональную зависимость k_{u2} от n_s, приведенную на рис. 29. Там же показана зависимость ρ от n_s. Подставляя в выражение для ρ полученную зависимость k_{u2} от n_s, найдем выражение для коэффициента реакции рабочего колеса

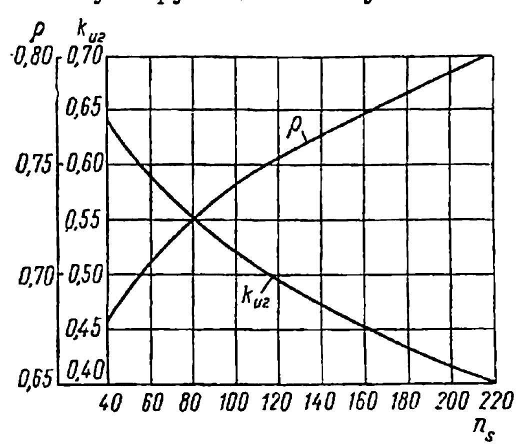


Рис. 29. Зависимость коэффициента реакции рабочего колеса и коэффициента скорости от n_s

$$\rho = 1 - 0{,}935 n_s^{-0{,}28}.$$

Из этого выражения следует, что с увеличением n_s коэффициент ρ увеличивается. Следовательно, при больших значениях n_s отвод преобразует относительно меньшую часть кинетической энергии в потенциальную по сравнению с отводами при малых значениях n_s. Поэтому очевидно, что приведенные выше оптимальные параметры диффузорных каналов отвода относятся только к ступени малой быстроходности, и нет необходимости соблюдать их при проектировании более быстроходных ступеней. В частности, длина диффузорных каналов может быть значительно уменьшена (табл. 10) при сохранении высоких энергетических качеств отвода, что подтверждается опытом [3, 5].

Также известно [4], что отступление от квадратной формы входного сечения диффузорного канала при неизменной его площади практически не приводит к снижению гидравлического к. п. д. Прямоугольная форма входного сечения диффузорных каналов отвода является более предпочтительной для ступеней погружных насосов, так как при этом требуемый радиальный размер отвода при тех же параметрах диффузорных каналов будет меньше, чем у отвода с квадратным входом в диффузорные каналы. Оптимальный режим работы насоса определяется величиной площади входного сечения направляющих каналов отвода. Применение входного сечения прямоугольной формы ($b_3 > a_3$) приводит к тому,

что число лопаток отвода в погружных насосах может быть значительно больше, чем в других типах многоступенчатых насосов.

Проведенные исследования [4] по изучению влияния угла атаки при входе потока на лопатки отвода и формы профиля начального участка направляющих лопаток показали, что их изменение в сравнительно широких пределах практически не сказывается на характеристике ступени при сохранении входного сечения в диффузорный канал. Поэтому нет необходимости строить входной участок направляющих лопаток отвода по логарифмической спирали, как это обычно рекомендуется [11]. Эти участки могут быть образованы дугами окружностей, плавно соединяющими входное сечение в диффузорный канал отвода с начальными участками направляющих лопаток. Последнее полезно учитывать и при профилировании направляющих лопаток отводов погружных насосов, так как при малом радиальном размере отвода не представляется возможным строго согласовать направление начального участка направляющей лопатки отвода с направлением потока после выхода из рабочего колеса.

В ряде работ [5, 10, 14, 22, 29] исследовалось влияние входной циркуляции на характеристики насосов. Известно, что при обеспечении сравнительно большой длины межлопастных каналов рабочего колеса наложение закрутки потока на входе не сказывается на характере течения потока при выходе из колеса и на величине момента количества движения в этом сечении. Следовательно, наложением закрутки потока на входе в рабочее колесо можно воздействовать на характеристику ступени. Закрутка потока перед входом в рабочее колесо создается обратными каналами отвода предыдущей ступени. Повышение напорности ступеней погружных насосов имеет большое значение, поэтому профилирование лопаток отвода, образующих обратные его каналы, должно производиться таким образом, чтобы поток при входе в рабочее колесо имел нулевую или некоторую отрицательную закрутку. Исследования ступеней погружных насосов показывают, что в ступенях с обратными каналами отводов, создающими отрицательную закрутку на входе в рабочее колесо, было получено повышение напора до 17% без снижения к. п. д.

Конструкция радиального лопаточного отвода наиболее технологична и позволяет организовать массовое производство с применением технологических процессов, обеспечивающих необходимую чистоту поверхности, как, например: литье из пластмасс, по выплавляемым моделям и т. д. Рабочее колесо также должно иметь технологичную конструкцию и изготовлять теми же методами, что и отводы. Только в этом случае можно получить требуемую чистоту поверхности проточной полости и сохранить в промышленных образцах высокие энергетические качества, достигнутые при экспериментальной отработке ступеней.

Известно, что при $n_s > 90$ рабочие колеса для получения высоких энергетических качеств изготовляются с лопастями двоякой кривизны. Однако для погружных насосов, в особенности для скважин малого диаметра, приведенные выше соображения о технологичности конструкции имеют большое значение. Поэтому целесообразно применять рабочие колеса с цилиндрическими лопастями и для более быстроходных ступеней. При этом необходимо стремиться обеспечить высокие энергетические качества рабочего колеса специальными мерами.

С увеличением быстроходности отношение выходного диаметра рабочего колеса к выходному D_2/D_0 уменьшается, и поверхность лопасти, если ее расположить только в радиальной части меридионального сечения, значительно сокращается. При этом удельная нагрузка на лопасть увеличивается, что может привести к снижению энергетических и кавитационных качеств рабочего колеса. Во избежание этого в быстроходных колесах лопасти располагают не только в радиальной части меридионального сечения, но и в месте перехода потока из осевого в радиальный, что позволяет увеличить поверхность лопастей. Однако это приводит к необходимости проектировать поверхность лопасти с двоякой кривизной.

Невысокие требования к кавитационным качествам погружных насосов, работающих с подпором, позволяют принимать величину входного диаметра рабочего колеса D_0 меньше обычно рекомендуемой. При этом коэффициент входного отверстия колеса k_0, определяемый по выражению

$$k_0 = \frac{(D_0^2 - d_{вт}^2)^{1/2}}{\sqrt[3]{\frac{Q}{n}}},$$

может быть значительно меньше рекомендуемых значений $k_0 = 4 \div 4{,}5$. Это позволяет увеличить радиальную часть меридионального сечения рабочего колеса до величины, достаточной для того, чтобы расположить в этой части всю поверхность лопасти, что дает возможность вместо лопасти двоякой кривизны применить цилиндрическую.

Увеличение радиальной части меридионального сечения следует проводить в сочетании с соответствующим выбором углов наклона лопастей при входе и выходе из колеса, а также закона изменения относительных и меридиональных скоростей. Это позволяет произвести профилирование лопастей таким образом, чтобы получить межлопастные диффузорные каналы колеса с достаточной длиной перекрытой части и углами расширения не более рекомендуемых для обычных диффузоров. Профилирование канала рабочего колеса в меридиональном сечении производится исходя из условия получения монотонного изменения меридиональных скоростей по линиям тока. Относительные скорости по линиям тока в области

входа потока на лопасть и в области поворота потока в рабочем колесе следует принимать постоянными.

Как показывает опыт [3], быстроходные колеса погружных насосов (до $n_s = 200$) с цилиндрическими лопастями, спроектированные на основе приведенных рекомендаций, имеют высокие энергетические качества. Все это меняет обычное представление о форме проточной полости рабочего колеса, связанное с величиной n_s; форма меридионального сечения и расположение входной кромки лопасти быстроходного колеса приближаются к тихоходному.

Все рассмотренные выше рекомендации по проектированию проточной полости рабочих колес и отводов достаточно хорошо подтверждаются результатами исследования проточной полости ступеней новых насосов типа ЭПН для скважин диаметром 150 и 200 *мм*. Опыт отработки проточной полости этих насосов может быть использован при разработке других новых конструкций насосов. Ниже рассматриваются основные результаты экспериментального исследования проточной полости ступеней насосов типа ЭПН, а также приводятся технические параметры (табл. 10) и дается описание их конструкции. Проточная полость ступеней насосов ЭПН показана на рис. 42 и 43.

6. Экспериментальное исследование ступеней насоса ЭПН-8

Рабочая характеристика ступени насоса ЭПН-8, полученная при испытании по одноступенчатой схеме с осевым подводом потока к рабочему колесу, показана на рис. 30 сплошными линиями. Как видно, оптимальный режим соответствует подаче $Q = 16 \cdot 10^{-3}$ *м³/сек* при напоре $H_{ст} = 11{,}9$ *м* и к. п. д. ступени $\eta_{ст} = 79\%$.

На рис. 31 показано распределение потерь напора в рабочем колесе, лопаточном радиальном отводе и суммарных потерь в проточной полости в зависимости от подачи. Как видно из графиков, минимальные потери в рабочем колесе $h_{wк}$ и отводе $h_{w\,отв}$ соответствуют режимам, близким к оптимальному, а минимум суммарных потерь $\sum h_w$ в проточной полости ступени практически соответствует оптимальному режиму. На этом же рисунке приведены кривые к. п. д. рабочего колеса $\eta_к$, лопаточного радиального отвода $\eta_{отв}$, гидравлического $\eta_г$ и полного к. п. д. ступени $\eta_{ст}$, а также коэффициента реакции ρ.

В оптимальном режиме значения к. п. д. равны: $\eta_к = 95\%$, $\eta_{отв} = 90\%$ и $\eta_г = 85\%$. Объемный и внутренний механический к. п. д. для оптимального режима имеют значения: $\eta_{об} = 97{,}9\%$, $\eta_{iм} = 95{,}3\%$. Значение коэффициента реакции рабочего колеса получено высоким $\rho = 0{,}81$. К. п. д. отвода, характеризующий его способность восстанавливать давление, составил $\eta'_{отв} = 27\%$

Таблица 10

Параметры	Обозначение	Размерность	Значения величин	
			ЭПН-6	ЭПН-8
Коэффициент быстроходности	n_s	*об/мин*	140	200
Угол наклона лопасти при входе потока на рабочее колесо	β_1	*град*	25	26
Угол наклона лопасти на выходе из рабочего колеса *	β_2	*град*	22°	17°30′
Угол расширения межлопастного канала рабочего колеса в плане	ε	*град*	9°15″	5°30′
Угол охвата лопасти колеса по средней линии тока	θ	*град*	111°30″	107°40′
Число лопастей рабочего колеса	$z_к$	—	6	7
Относительная скорость при входе потока на лопасть рабочего колеса	w_1	*м/сек*	7,05	9,07
Относительная скорость на выходе из рабочего колеса	w_2	*м/сек*	4,4	7,47
Отношение относительных скоростей	w_1/w_2	—	1,6	1,21
Ширина рабочего колеса на выходе	b_2	*мм*	10,5	20
Отношение ширины рабочего колеса к выходному диаметру	b_2/D_2	—	0,11	0,164
Коэффициент входного отверстия колеса	k_0	—	3,7	3,7
Наружный диаметр отвода	D_4	*мм*	127	166
Отношение наружного диаметра отвода к выходному диаметру рабочего колеса	D_4/D_2	—	1,34	1,36
Ширина отвода	b_3	*мм*	16	27
Число лопаток отвода	z_0	—	8	10
Отношение длины перекрытой части диффузорного канала отвода к высоте входного сечения	l/a_3	—	1,9	1,15
Угол расширения диффузорного канала отвода в плане	α	*град*	6°30″	7°36″
Угол расширения диффузорного канала отвода в плоскости оси канала	γ	*град*	8°	8°
Степень расширения диффузорного канала отвода	n	—	1,36	1,24

* Углы β_2 приведены расчетные, без учета запиловки выходных участков лопастей.

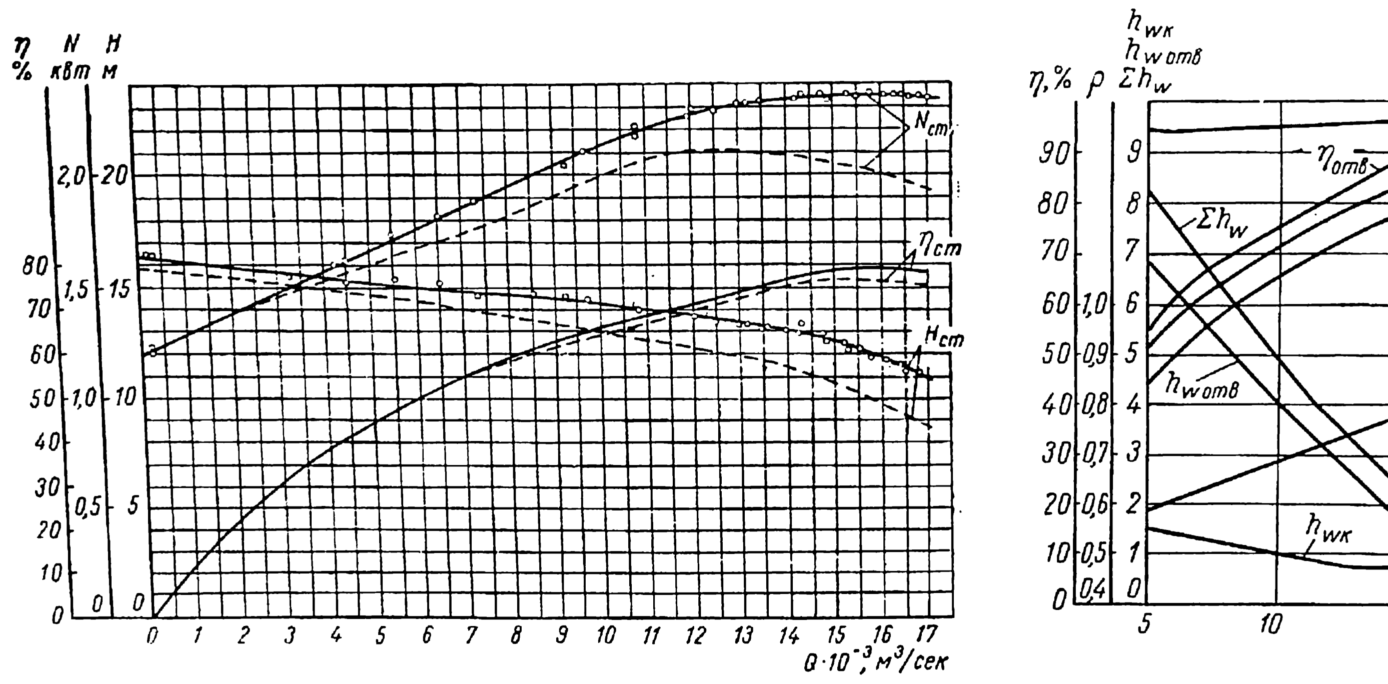


Рис. 30. Сравнительные характеристики ступеней насоса ЭПН-8:

——— — характеристика первой ступени; — — — — характеристика второй ступени

Рис. 31. Распределение гидравлических потерь по элементам проточной полости ступени насоса ЭПН-8

при величине теоретически восстанавливаемого давления $\frac{\Delta H_T}{H} 100 = 15{,}8\%$.

Приведенные данные по испытанию ступени насоса ЭПН-8, состоящей из рабочего колеса с цилиндрическими лопастями (при $n_s = 200$) и лопаточного радиального отвода, показывают, что к. п. д. как рабочего колеса, так и отвода находятся на высоком уровне.

С целью получения рабочей характеристики промежуточной ступени насоса, а также для определения взаимного влияния сту-

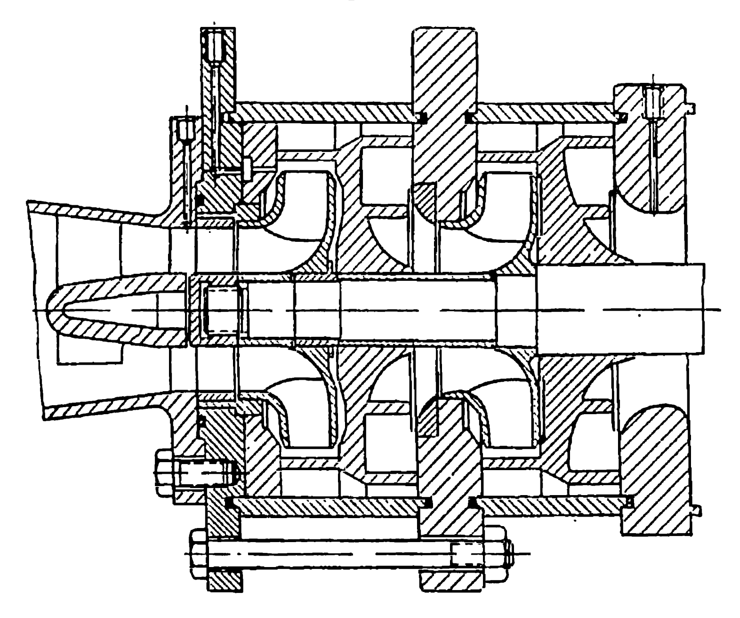


Рис. 32. Блок для испытания двух ступеней

пеней производилось испытание по двухступенчатой схеме (рис. 32). Полученная при этом характеристика двух ступеней показана на рис. 33 пунктирными линиями. Рабочая характеристика двух ступеней, построенная суммированием кривых $H_{ст} = f(Q)$ и $N_{ст} = f(Q)$, полученных при раздельных испытаниях первой и второй ступеней по одноступенчатой схеме с осевым подводом потока к рабочему колесу, приведена на рис. 33 штрих-пунктирными линиями. Кривые, полученные при испытании, располагаются несколько ниже соответствующих кривых, полученных суммированием характеристик. Характеристика второй и последующих ступеней насоса определяется как разность характеристики двух ступеней, полученной по двухступенчатой схеме, и характеристики первой ступени. Полученная характеристика показана на рис. 30 пунктирными линиями. Для второй ступени оптимальный режим соответствует подаче $Q = 15 \cdot 10^{-3}$ *м³/сек* при напоре $H = 10{,}8$ *м* и к. п. д. ступени $\eta_{ст} = 77\%$. Сравнение характеристик первой и второй ступеней показывает, что произошло смещение оптималь-

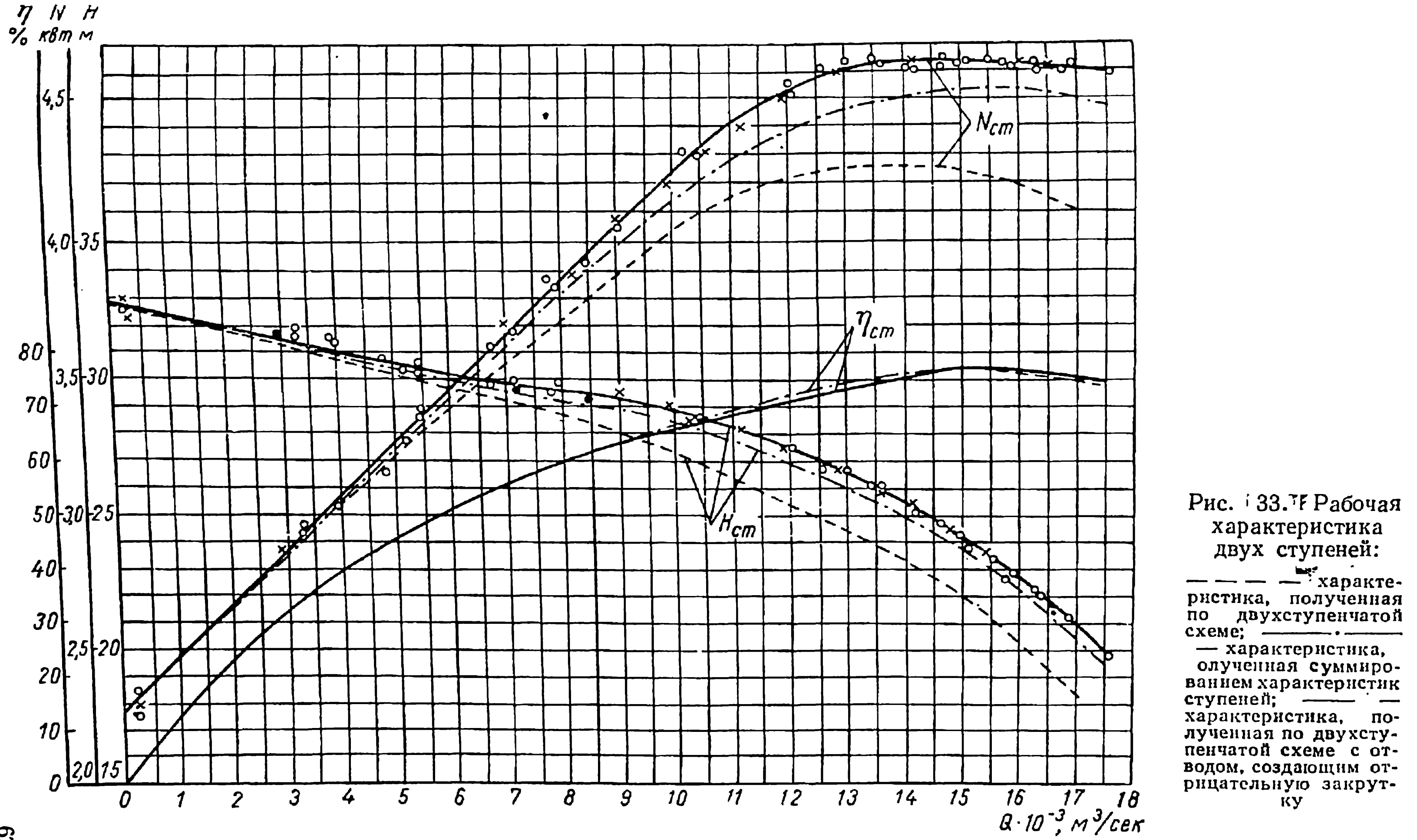


Рис. 33. Рабочая характеристика двух ступеней:

— — — — характеристика, полученная по двухступенчатой схеме; ———·——— характеристика, олученная суммированием характеристик ступеней; ——— · — характеристика, полученная по двухступенчатой схеме с отводом, создающим отрицательную закрутку

ного режима второй ступени в сторону меньших подач на 6%, напор уменьшился примерно на 14% и отмечено снижение к. п. д. ступени. Расхождение характеристик первой и второй ступеней объясняется влиянием положительной закрутки потока при входе на рабочее колесо второй ступени. Влияние положительной закрутки потока на относительное снижение напора второй ступени возрастает с увеличением быстроходности, поэтому на профилирование лопаток, образующих обратные каналы отвода, необходимо обращать особое внимание.

Обозначим снижение напора второй ступени, вызванное положительной закруткой потока при входе потока в рабочее колесо, через ΔH. Очевидно, что

$$\Delta H = H_{1cm} - H_{2cm}.$$

С другой стороны, можно считать, что

$$\Delta H_T = \frac{\Delta H}{\eta_г} = \frac{v_{u1} u_1}{g},$$

где v_{u1} — окружная составляющая абсолютной скорости при входе на рабочее колесо;

u_1 — переносная скорость;

ΔH — снижение теоретического напора.

Снижение напора второй ступени в оптимальном режиме составляет $\Delta H_T = 2{,}12$ *м*, тогда окружная составляющая абсолютной скорости при входе потока на рабочее колесо второй ступени будет равна

$$v_{u1} = \frac{g \Delta H_T}{u_1} = \frac{9{,}81 \cdot 2{,}12}{9{,}0} = 2{,}31 \text{ м/сек.}$$

Угол абсолютной скорости потока при входе в рабочее колесо второй ступени составляет

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{v'_{m1}}{v_{u1}} = \frac{3{,}31}{2{,}31} = 1{,}43; \; \alpha_1 = 55°.$$

Величина угла абсолютной скорости потока проверена непосредственным замером α_1 по отчетливо образовавшимся на внутренней поверхности выходного фланца ступени следам линий тока. Измеренный угол абсолютной скорости потока практически совпал с углом, вычисленным исходя из понижения напора второй ступени.

Как видно из рис. 34, *а*, лопатки, образующие обратные каналы отвода, не имеют радиального направления. Вследствие их кривизны поток получает положительную закрутку при входе на рабочее колесо второй ступени. Обычно в центробежных насосах принимают $v_{u1} = 0$. Поэтому профилирование лопаток обратных каналов, как указывалось в п. 2 данной главы, должно быть

произведено таким образом, чтобы они имели радиальное направление еще до поворота потока во входное отверстие рабочего колеса.

В дальнейшем на первой ступени был установлен лопаточный отвод, обратные каналы которого обеспечивали радиальный поток еще в закрытой их части. Испытания по двухступенчатой схеме с этим отводом показали, что снижения напора не наблюдается и экспериментальные точки в пределах погрешности измерения укладываются на штрих-пунктирные линии (рис. 33).

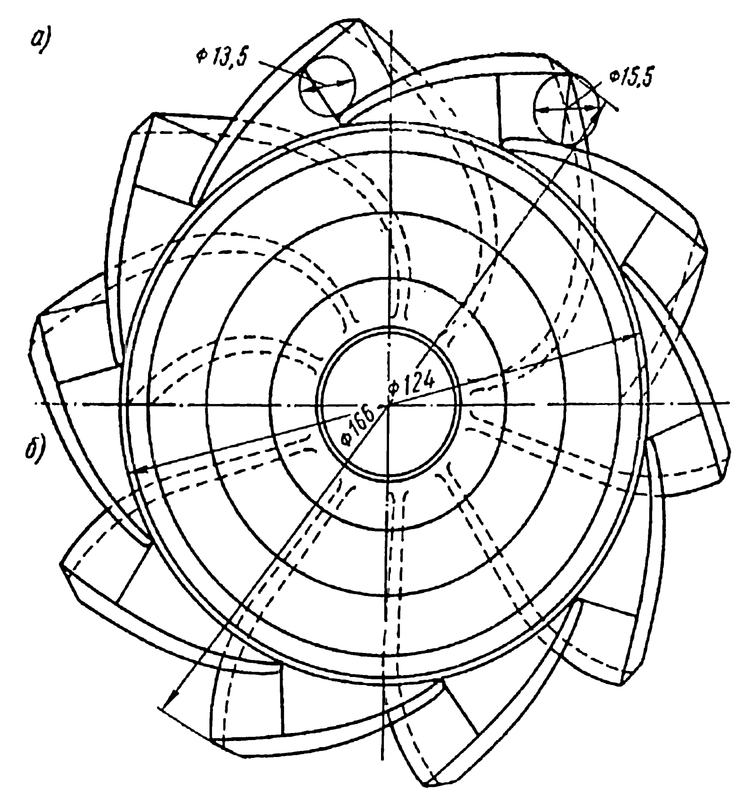


Рис. 34. Отводы с различным расположением лопаток обратных каналов: *а* — лопатки, создающие положительную закрутку потока; *б* — лопатки, создающие отрицательную закрутку потока

В п. 2 также было указано, что за счет некоторой отрицательной закрутки потока, создаваемой обратными каналами отвода, может быть увеличен напор второй ступени. Поэтому при испытаниях по двухступенчатой схеме на первой ступени устанавливается отвод (рис. 34, *б*) с обратными каналами, создающими отрицательную закрутку при входе в рабочее колесо. На рис. 35 сплошными линиями показана рабочая характеристика первой ступени с отводом, создающим отрицательную закрутку потока (угол абсолютной скорости потока $\alpha_1 = 96°$). Оптимальный режим соответствует подаче $Q = 15{,}5 \cdot 10^{-3}$ *м³/сек* при напоре $H = 12{,}2$ *м* и к. п. д. ступени $\eta_{ст} = 78{,}9\%$. Характеристика при

испытании по двухступенчатой схеме с отводом, создающим отрицательную закрутку, приведена на рис. 33 сплошными линиями. Кривая $H_{ст} = f(Q)$ располагается выше соответствующей кривой, полученной суммированием характеристик ступеней при том же к. п. д.

Характеристика второй ступени, полученная вычитанием характеристики первой ступени из характеристики двух ступеней,

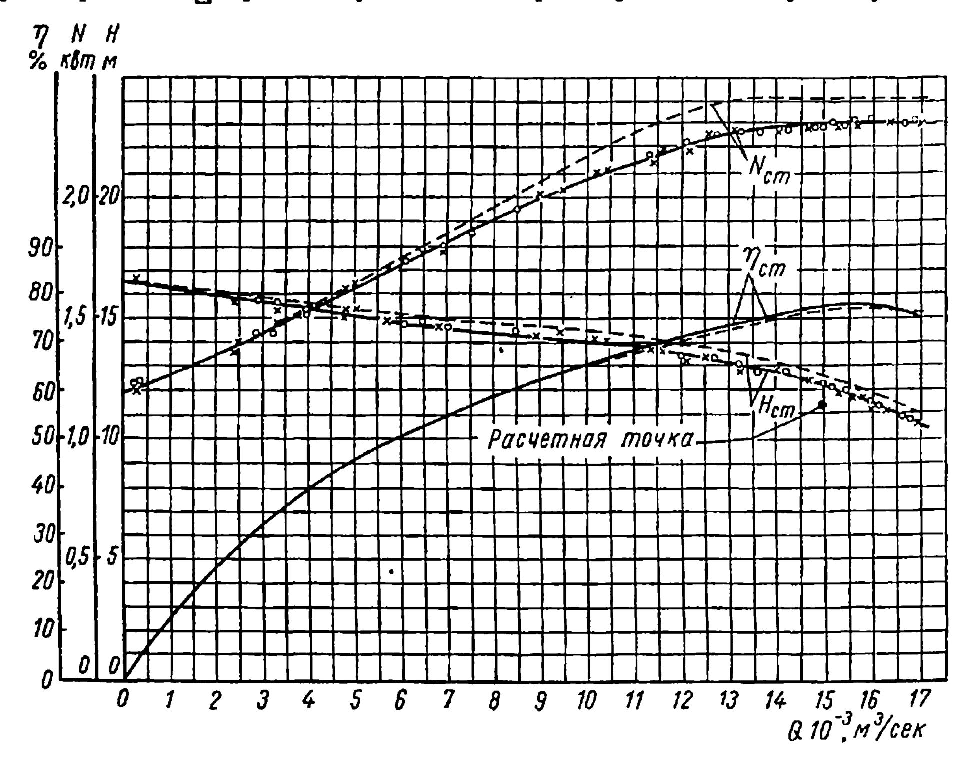


Рис. 35. Сравнительные характеристики ступеней насоса ЭПН-8:
——— характеристика первой ступени; — — — — характеристика второй ступени

приведена на рис. 35 пунктирными линиями. Как и следовало ожидать, кривая $H_{ст} = f(Q)$ второй ступени располагается заметно выше кривой первой ступени. Оптимальный режим соответствует $Q = 15{,}5 \cdot 10^{-3}$ *м/сек* при напоре $H = 12{,}6$ *м*. Снижение к. п. д. ступени составляет 0,5%, однако порядок этой величины находится в пределах точности эксперимента.

Дальнейшее увеличение закрутки потока (до $\alpha_1 = 104°$) не принесло положительных результатов. Потребляемая мощность при испытании по двухступенчатой схеме возросла, а приращение напора не произошло. Снижение к. п. д. по сравнению с предыдущими испытаниями по такой схеме составило 2%.

Рассмотрение приведенных результатов показывает, что при высоких n_s влияние закрутки потока при входе в рабочее колесо второй ступени на ее характеристику является значительным.

При проектировании быстроходных рабочих колес обычно принимают малые углы атаки и вход потока на лопасть является близким к безударному. Поэтому с увеличением отрицательной закрутки потока на входе в рабочее колесо углы атаки увеличиваются сверх допустимых, вследствие чего возрастают гидравлические потери в рабочем колесе и снижается к. п. д. ступени. Положительная закрутка потока приводит к уменьшению углов

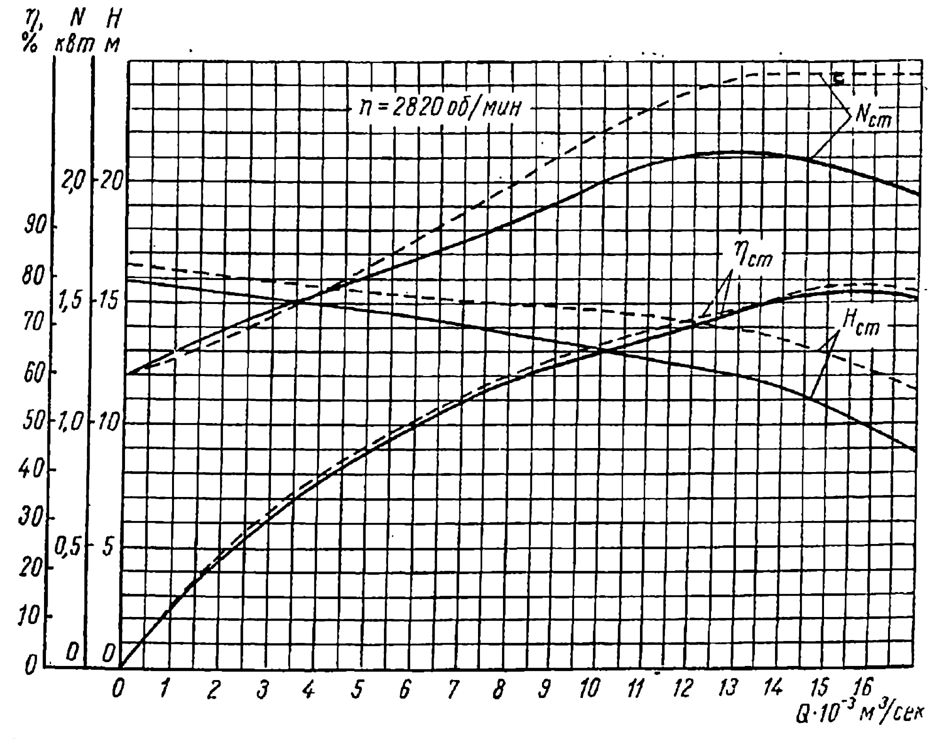


Рис. 36. Сравнительные характеристики второй ступени насоса ЭПН-8:
— — — — характеристика ступени при отрицательной закрутке потока на входе в рабочее колесо; ———— характеристика ступени при положительной закрутке потока на входе в рабочее колесо

атаки и при некотором ее значении они могут стать отрицательными. При больших отрицательных углах атаки также происходит снижение к. п. д. ступени.

На рис. 36 приведены для сравнения рабочие характеристики второй ступени с отрицательной и положительной закруткой потока при входе в рабочее колесо. Подача ступени с отрицательной закруткой потока в оптимальном режиме больше на 3%, напор на 17% и к. п. д. на 1,4%, чем у ступени с положительной закруткой.

В этом случае имели место большие отрицательные углы атаки при положительной закрутке потока и малые положительные углы атаки при отрицательной закрутке потока. Этим и объясняется расхождение по к. п. д.

Поскольку характеристики первой и промежуточных ступеней отличаются, то характеристику насоса при числе ступеней,

равном i, можно получить суммированием кривых $H_{cm} = f(Q)$ и $N_{cm} = f(Q)$ первой ступени с соответствующими кривыми промежуточных ступеней. Напор насоса

$$H_i = H_{1cm} + (i - 1) H_{2cm}.$$

Потребляемая мощность

$$N_i = N_{1cm} + (i - 1) N_{2cm}.$$

7. Исследование ступеней насоса ЭПН-6

Исследования проточной полости ступеней проводились по одноступенчатой схеме с осевым подводом потока к рабочему колесу, по одноступенчатой схеме с подводом потока к рабочему колесу через дополнительно установленный перед ним отвод и по двухступенчатой схеме. Ниже последовательно рассматриваются результаты этих испытаний.

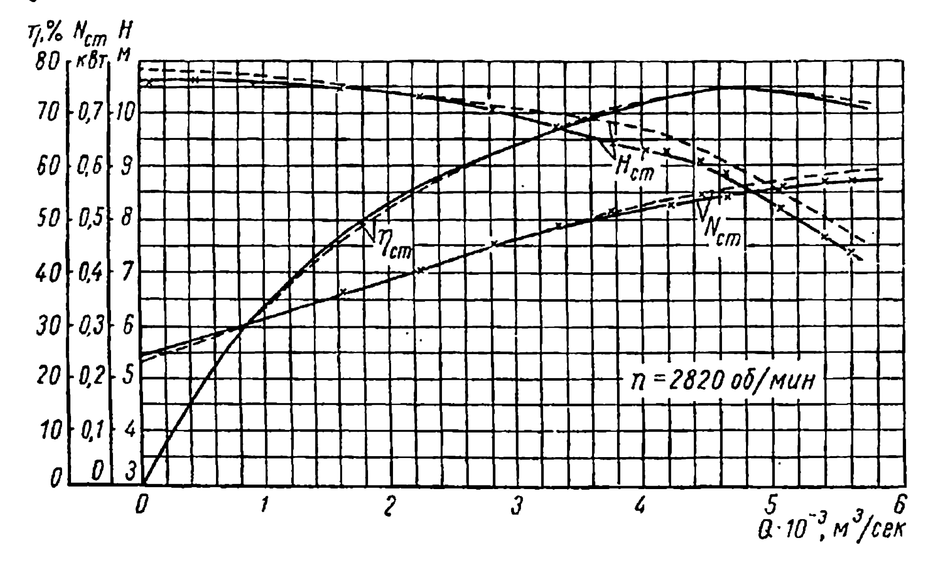


Рис. 37. Сравнительные характеристики ступеней насоса ЭПН-6: ——— — характеристика первой ступени; — — — характеристика второй ступени; x — x — точки замера

Рабочая характеристика ступени при испытании с осевым подводом к рабочему колесу представлена на рис. 37 сплошными линиями. Оптимальный режим соответствует параметрам: подача $Q = 4{,}6 \cdot 10^{-3}$ *м³/сек*, напор $H = 8{,}85$ *м*, к. п. д. ступени $\eta_{cm} = 74\%$. Характеристика ступени является достаточно пологой и обеспечивает экономическую работу в широком диапазоне подач, что удовлетворяет условиям эксплуатации погружных насосов.

Результаты расчетов по балансу энергии ступени представлены в виде графиков на рис. 38, где показано распределение потерь напора в рабочем колесе $h_{wк}$, отводе с обратными каналами $h_{w\,отв}$ и суммарных потерь $\sum h_w$ в зависимости от подачи. Как видно,

потери в рабочем колесе в широком диапазоне подач остаются практически постоянными, очень медленно убывая с увеличением подачи. Потери в отводе с обратными каналами изменяются более резко с увеличением подачи. Минимум потерь в отводе находится несколько правее оптимального режима и соответствует подаче $Q = 4{,}8 \cdot 10^{-3}$ *м³/сек*. Минимум суммарных потерь напора в рабочем колесе и отводе с обратными каналами соответствует оптимальному режиму работы ступени.

На рис. 38 также представлены кривые зависимостей к. п. д. рабочего колеса $\eta_к$, отвода с обратными каналами $\eta_{отв}$, гидравлического $\eta_г$, ступени $\eta_{ст}$ и коэффициента реакции рабочего колеса ρ от подачи. Оптимальному режиму работы ступени соответствуют: $\eta_к=93{,}3\%$; $\eta_{отв}= 90{,}1\%$; $\eta_г = 84{,}5\%$; $\eta_{ст} = 74\%$; $\rho = 0{,}715$. Величины объемного и внутреннего механического к. п. д. в оптимальном режиме соответственно равны: $\eta_{об} = 95{,}3\%$; $\eta_{iм} = 91{,}6\%$. К. п. д. отвода, характеризующий его способность восстанавливать давление, составляет $\eta_{отв} = 58{,}7\%$ при относительной величине теоретически восстанавливаемого давления

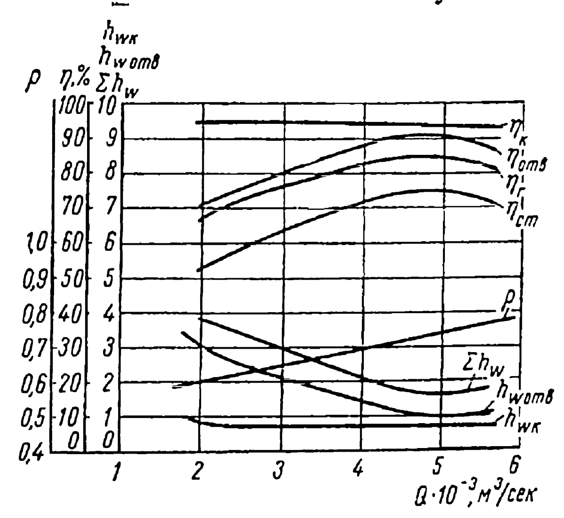


Рис. 38. Распределение гидравлических потерь по элементам проточной полости ступени насоса ЭПН-6

$$\frac{\Delta H_т}{H} 100 = 26\%.$$

Приведенные данные показывают, что получены высокие энергетические качества ступени. Как видно будет далее, это позволило обеспечить высокие энергетические качества насоса в целом по сравнению с существующими насосами аналогичных параметров.

Для оценки взаимного влияния ступеней и получения характеристики второй ступени насоса проведено испытание ступени с подводом потока к рабочему колесу через дополнительно установленный перед ним отвод (рис. 23). Учитывая опыт отработки ступени насоса ЭПН-8, лопатки обратных каналов отвода выполнены по схеме, приведенной на рис. 34, *б*. Это сделано для создания некоторой отрицательной закрутки потока с целью повышения напорности второй и последующих ступеней. Угол установки лопаток обратных каналов отвода составляет $\alpha_л = 94°$. Рабочая характеристика второй ступени приведена на рис. 37 пунктирными линиями. В оптимальном режиме получены параметры $Q = 4{,}6 \times 10^{-3}$ *м³/сек*, $H = 9{,}2$ *м*, $\eta_{ст} = 74\%$. По сравнению с характе-

ристикой первой ступени кривая $H_{cm} = f(Q)$ располагается несколько выше. Повышение напора второй ступени относительно первой в оптимальном режиме составило $\Delta H = 0,35$ *м*, или 4% при том же уровне к. п. д. Отмеченное повышение напора объясняется влиянием отрицательной закрутки потока при входе на рабочее колесо, которую создают лопатки обратных каналов отвода. Таким образом, данные этих испытаний еще раз подтвердили целесообразность ранее сделанных рекомендаций по профилированию обратных каналов отвода.

Испытания по двухступенчатой схеме были проведены с целью уточнения взаимного влияния ступеней и сопоставления различных способов измерения напора при снятии рабочей характеристики. Отбор давления для измерения напора в этом случае производился так же, как и в случае испытаний по одноступенчатой схеме с осевым подводом потока. Результаты испытаний представлены на рис. 39. Здесь сплошными линиями нанесена характеристика, полученная при испытании двух ступеней. Пунктирными линиями показана характеристика, полученная суммированием характеристик ступеней, испытанных по одноступенчатой схеме с осевым подводом потока к рабочему колесу. При испытании в оптимальном режиме получены параметры: $Q = 4,6 \cdot 10^{-3}$ *м³/сек*, $H = 18,05$ *м*, $\eta = 73\%$.

Рабочая характеристика второй ступени, полученная выделением из характеристики при двухступенчатом испытании, показана на рис. 40 пунктирными линиями. Как видно, характеристика, полученная выделением, располагается выше характеристики первой ступени, полученной при испытании ступени с осевым подводом потока к рабочему колесу. Оптимальному режиму второй ступени соответствуют параметры: $Q = 4,6 \cdot 10^{-3}$ *м³/сек*, $H = 9,15$ *м*, $\eta_{cm} = 73\%$.

Сопоставление рабочих характеристик второй ступени, полученной при испытании по одноступенчатой схеме с дополнительным отводом и полученной выделением из характеристики при двухступенчатом испытании, показывает, что кривые $H_{cm} = f(Q)$ практически совпадают, а имеющееся расхождение к. п. д. в оптимальном режиме составляет 1% и находится в пределах точности эксперимента. Таким образом, можно заключить, что оба способа получения рабочей характеристики второй и последующих ступеней дают хорошо согласующиеся результаты. Это позволяет упростить эксперимент и испытаний по двухступенчатой схеме не проводить.

8. Погружные насосы типа ЭПН

Серия погружных насосов типа ЭПН для скважин 150, 200 и 250 *мм* разработана институтом «Гидропроект» на базе насосов типа ЭПЛ и ЭПНЛ, которые обладают наиболее высокой надежностью при работе в скважинах с тяжелыми гидрогеологическими

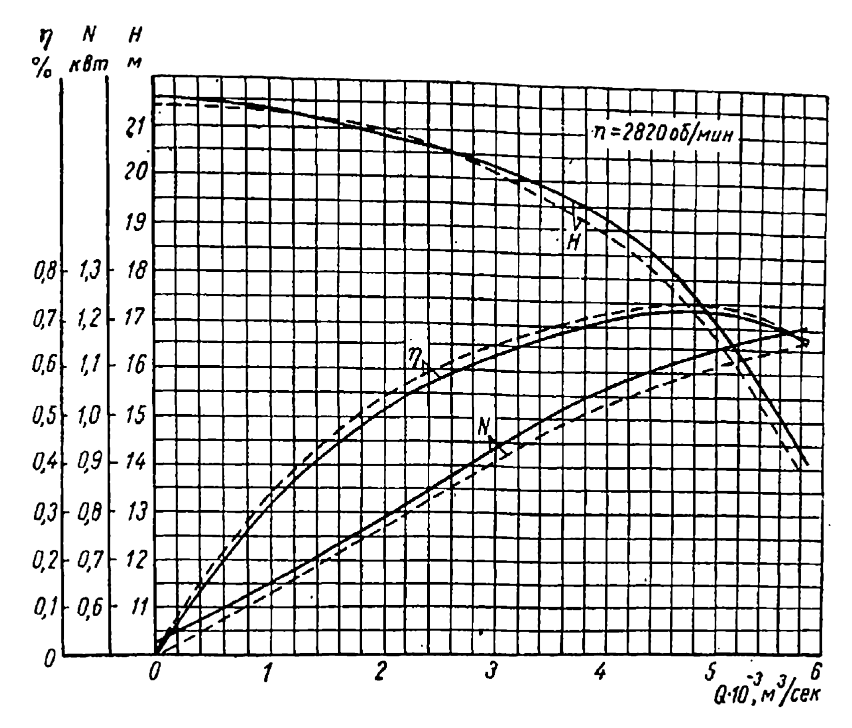


Рис. 39. Рабочая характеристика двух ступеней насоса ЭПН-6:

——— характеристика, полученная при испытании по двухступенчатой схеме; — — — — характеристика, полученная суммированием характеристик ступеней

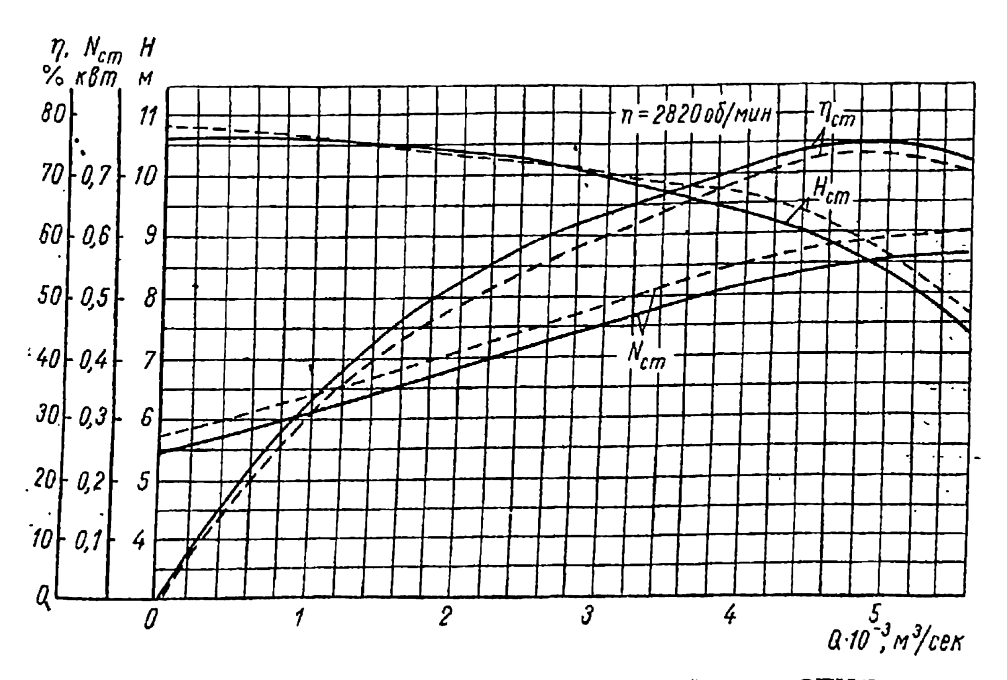


Рис. 40. Сравнительные характеристики ступеней насоса ЭПН-6:

——— характеристика первой ступени; — — — — характеристика второй ступени

условиями. Основные технические данные этой серии насосов типа ЭПН приведены в табл. 11.

Насосы типа ЭПН имеют одинаковую конструкцию. На рис. 41 (см. вклейку в конце книги) показан насос ЭПН-6 с электродвигателем. В насосах типа ЭПН применяются гидравлически неразгруженные рабочие колеса с цилиндрическими лопастями (рис. 42) и радиальные лопаточные отводы (рис. 43). Рабочие колеса и отводы изготовляются прессованием из пластмасс или из чугуна по выплавляемым моделям.

Таблица 11

Тип насоса	Подача, $м^3/ч$	Напор, *м*	Число ступеней	Число оборотов, *об/мин*	Мощность двигателя, *квт*	Диаметр скважины, *мм*	Длина агрегата, *мм*	Диаметр рабочего колеса, *мм*	К. п. д. агрегата	К. п. д. насоса	Коэффициент быстроходности ступени
ЭПН-6-16-50	16	50	6	2880	4,0	150	1400	95	0,54	0,7	140
ЭПН-6-16-75	16	75	9	2880	5,5	150	1640	95	0,56	0,73	140
ЭПН-6-16-110	16	110	13	2880	8,0	150	1860	95	0,55	0,72	140
ЭПН-8-63-110	63	110	9	2850	30	200	2143	122	0,61 *	0,75	200
ЭПН-10-120-115	120	115	7	2850	50	265	2250	145	0,62 *	—	230

* Насосы ЭПН-8 и ЭПН-10, выпускаемые ремонтно-механическим экспериментальным заводом ЛО института «Гидропроект», испытывались с двигателями мощностью соответственно 22 и 35 *квт*, поэтому к. п. д. агрегата следует считать заниженным.

Рабочие колеса *9* (рис. 41) крепятся на полом валу *13* с помощью шпонок и распорных втулок. Отводы *10* помещены в кольца *12*, которые по внутреннему диаметру посажены на проставки, разделяющие ступени между собой. В проставках по наружному диаметру в кольцевые канавки закладывается уплотняющий шнур, а по внутреннему запрессовывается кольцо переднего уплотнения рабочего колеса. Секции насоса, расположенные между фланцем насоса и напорным патрубком *14*, соединены стяжками *15*.

Вал насоса многоопорный, опорами являются резиновые подшипники *11*, запрессованные в отводы первой и последней ступени. Отводы промежуточных ступеней имеют подшипники через один. Отвод последней ступени имеет полуосевые обратные каналы и удлиненный подшипник. Для предохранения от износа в подшипниках на вал надеты защитные втулки. Вал насоса соединяется с валом электродвигателя с помощью втулки *8*. Между валами имеется уплотнение *7*. Электродвигатель АПД 136/2 состоит из следующих основных узлов: статора *5*, ротора *4*, верхнего подшипника *6*, нижнего подшипника *3*, подпятника *1* и пяты *2*.

Насосы типа ЭПН имеют систему центробежной очистки воды и гидравлического уравновешивания осевой силы. Эта система работает так же, как у насоса ЭПНЛ10, описание которого дано в гл. I.

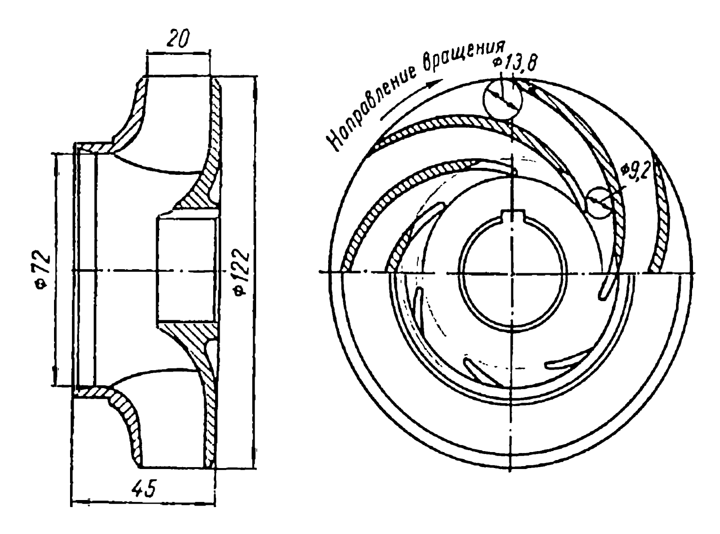


Рис. 42. Рабочее колесо насоса ЭПН-8

Характеристики насосов типа ЭПН для скважин диаметром 150, 200 и 250 *мм* приведены на рис. 44. Отличительной особенностью насосов типа ЭПН является пологий характер кривых к. п. д.

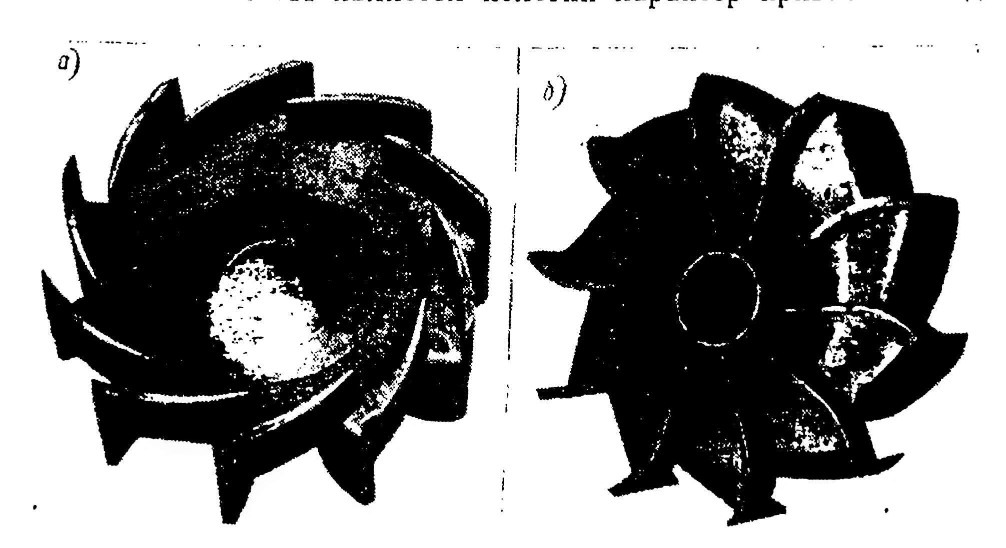


Рис. 43. Отвод насоса ЭПН-8: *а* — направляющие каналы; *б* — обратные каналы

$\eta_{агр} = f(Q)$, что позволяет работать в широком диапазоне подач при высоком уровне к. п. д. Разработанная для насосов ЭПН-6 и ЭПН-8 высокоэффективная проточная полость при использовании полного и частичного моделирования может служить основой

для разработки серии погружных насосов этого типа на параметры ГОСТа 10428—63. Подготовленный институтом «Гидропроект» проект нормали на ряд погружных насосов ЭПН для водопонизительных работ в гидротехническом строительстве показывает, что

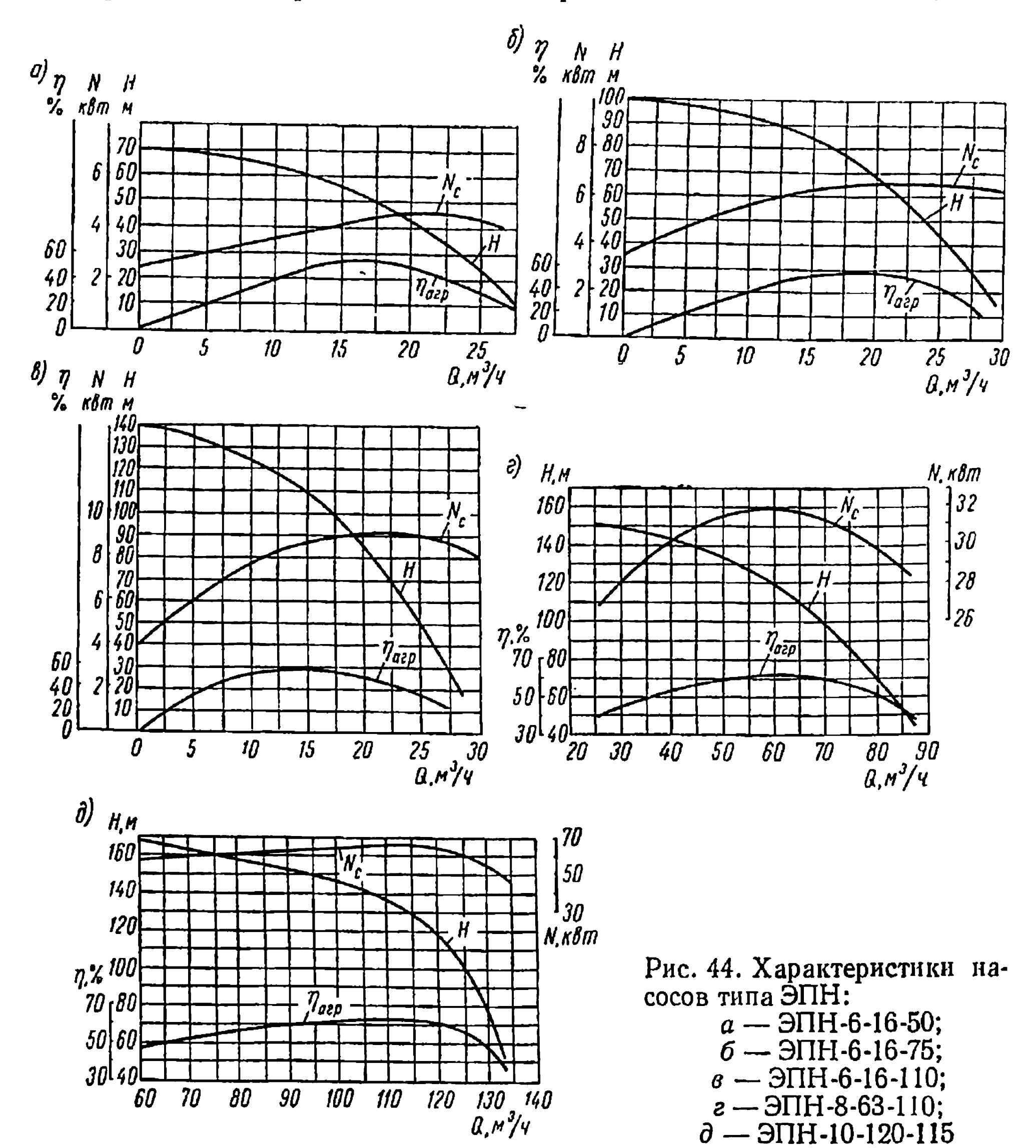


Рис. 44. Характеристики насосов типа ЭПН:
а — ЭПН-6-16-50;
б — ЭПН-6-16-75;
в — ЭПН-6-16-110;
г — ЭПН-8-63-110;
д — ЭПН-10-120-115

покрытие поля $Q—H$ может быть осуществлено значительно меньшим числом типоразмеров насосов для скважин 150, 200 и 250 *мм*, чем это предусмотрено в настоящее время. Возможность уменьшения числа типоразмеров насосов обеспечивается пологим характером кривых $\eta_{агр} = f(Q)$, что позволяет работать в широком диапазоне подач при уровне к. п. д. в соответствии с ГОСТом 10428—63.

Сравнение погружных насосов типа ЭПН с другими типами отечественных насосов близких параметров показывает существенные их преимущества. В табл. 12 приведены для сравнения основные

Таблица 12

Основные параметры	ЭПН-6-16-75	ЭПН-6-16-110	ЭПЛ6-18-70	ЭПЛ6-18×10	ЭПЛ6м-16-75	ЭЦВ8-16-85	8АПВм-10×7	8АП-9×6	АПТ-15-120
Диаметр скважины в *мм* .	150	150	150	150	150	200	200	200	200
Подача в *м*³/*ч* .	16	16	18	18	16	16	22	18	15
Напор в *м* .	75	110	70	91	75	85	111	95	120
Число ступеней .	9	13	8	10	8	6	7	6	7
Длина агрегата в *мм*	1640	1860	1750	2700	1416	1830	2070	1770	1850
К. п. д. насоса в %	73	72	64	64	67,5	68	64	55	64

параметры насоса ЭПН-6 и насосов других типов. Как видно, насос ЭПН-6 и его прототип ЭПЛ6 требуют меньшего диаметра скважины, чем другие. Следует отметить, что несмотря на несколько большее число ступеней осевые размеры насоса ЭПН-6 не более, чем у других типов. Наиболее важным преимуществом этого насоса является значительно более высокий к. п. д. Такие же выводы следуют из рассмотрения данных табл. 13, в которой приведены для сравнения основные параметры насоса ЭПН-8-63-110 и насосов других типов.

Таблица 13

Основные параметры	ЭПН-8-63-110	АПТ-60-150	10АПВм-9×7	10АП-18×6
Диаметр скважины в *мм* .	200	300	250	250
Подача в *м*³/*ч* .	63	60	40	60
Напор в *м* .	110	150	158	93
Число ступеней .	9	5	7	6
Длина агрегата в *мм* .	2143	2190	2142	2301
К. п. д. насоса в % .	75	62	63	56,5

Сравнение насосов типа ЭПН с насосами таких известных фирм, как «Pleuger» (ФРГ), «Häny» (Швейцария), «Sumo» (Англия), основные параметры которых даны в табл. 6, показывает, что насосы ЭПН имеют несколько более высокий к. п. д. и не уступают им по другим показателям.

9. Пример расчета проточной полости ступени

В качестве примера расчета приводится поверочный расчет проточной полости ступени погружного насоса ЭПН-8, результаты экспериментального исследования которой рассмотрены в п. 6 данной главы.

На основе предварительных расчетов, с учетом рекомендаций, изложенных в п. 5, были приняты следующие основные параметры ступени: подача $Q = 15 \cdot 10^{-3}$ *м³/сек*, напор $H = 11,8$ *м*. Номинальное число оборотов электродвигателя $n = 2820$ *об/мин*.

Исходные данные для расчета рабочего колеса. Коэффициент быстроходности

$$n_s = \frac{3,65 n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{3,65 \cdot 2820 \sqrt{15 \cdot 10^{-3}}}{11,8^{3/4}} = 198.$$

Предварительные значения к. п. д. $\eta_{об}$, $\eta_г$ и $\eta_{iм}$ определяются по формулам А. А. Ломакина. Объемный к. п. д.

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 n_s^{-2/3}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 198^{-2/3}} = 0,98.$$

Гидравлический к. п. д.

$$\eta_г = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1пр} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 70 - 0,172)^2} = 0,85,$$

где приведенный диаметр рабочего колеса

$$D_{1пр} = (4 \div 4,5)\, 10^3 \sqrt[3]{\frac{Q_к}{n}} = 4 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{15,3 \cdot 10^{-3}}{2820}} = 70 \text{ мм}.$$

В последней формуле расчетная подача колеса

$$Q_к = \frac{Q}{\eta_{об}} = \frac{15 \cdot 10^{-3}}{0,98} = 15,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Внутренний механический к. п. д.

$$\frac{1}{\eta_{iм}} = 1 + \frac{820}{n_s^2} = 1 + \frac{820}{198^2} = 1,02; \quad \eta_{iм} = 0,98.$$

Общий к. п. д. ступени

$$\eta_{ст} = \eta_{об}\eta_г\eta_{iм} = 0,98 \cdot 0,85 \cdot 0,98 = 0,81.$$

Учитывая дополнительные объемные потери в уплотнении втулки рабочего колеса, ожидаемое значение общего к. п. д. можно принять $\eta_{ст} = 0,80$.

Теоретический напор

$$H_т = \frac{H}{\eta_г} = \frac{11,8}{0,85} = 13,9 \text{ м}.$$

Определение основных размеров колеса. Как указывалось в п. 5, для обеспечения возможности применения рабочих колес высокой быстроходности с цилиндрическими лопастями необходимо увеличить радиальный размер меридионального сечения рабочего колеса. С этой целью на основании предварительных расчетов коэффициент входного отверстия колеса принят $k_0 = 3{,}7$.

Диаметр входного отверстия рабочего колеса (рис. 45) находим из выражения

$$k_0 = \frac{(D_0^2 - d_{вт}^2)^{1/2}}{\sqrt[3]{\frac{Q}{n}}}.$$

Приняв по конструктивным соображениям диаметр втулки $d_{вт} = 32$ *мм* и произведя вычисления, получим $D_0 = 72$ *мм*.

Скорость входа в рабочее колесо

$$v_0 = \frac{4Q_к}{\pi (D_0^2 - d_{вт}^2)} = \frac{4 \cdot 15{,}3 \cdot 10^{-3}}{3{,}14\,(0{,}072^2 - 0{,}032^2)} = 4{,}68 \text{ м/сек}.$$

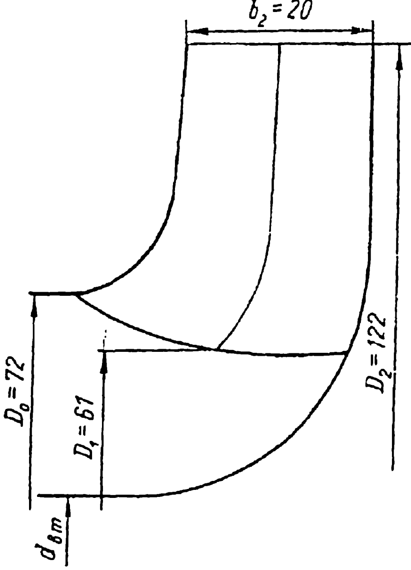


Рис. 45. К определению основных размеров колеса

Радиус входной кромки лопасти для средней линии тока принят по предварительным расчетам $R_1 = 30{,}5$ *мм*, при этом $\frac{R_1}{R_0} = 0{,}85$.

Как известно, скорость потока при входе на лопасть v'_{m1} обычно принимается равной v_0. В рассматриваемом случае v_0 принята больше, чем рекомендуемой С. С. Рудневым формулой

$$v_0 = (0{,}06 \div 0{,}08)\sqrt[3]{Q_к n^2}.$$

Если принять $v'_{m1} = v_0$, то получим большее значение угла наклона лопасти при входе β_1 и соответственно меньший угол охвата лопасти в плане θ. Последнее уменьшает длину перекрытой части межлопастных диффузорных каналов и затрудняет получение их оптимальных параметров. Поэтому по данным предварительных расчетов принято $v'_{m1} = 0{,}7 v_0$.

Коэффициент стеснения на входе в первом приближении принят равным $k_1 = 1{,}2$.

Меридианная составляющая скорости с учетом стеснения

$$v_{m1} = k_1 v'_{m1} = 1{,}2 \cdot 3{,}31 = 3{,}97 \text{ м/сек}.$$

Переносная скорость на входе

$$u_1 = \frac{2\pi R_1 n}{60} = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}0305 \cdot 2820}{60} = 9{,}0 \text{ м/сек.}$$

Угол, соответствующий безударному входу потока на лопасть по средней линии тока,

$$\operatorname{tg} \beta_{1,0} = \frac{v_{m1}}{u_1} = \frac{3{,}97}{9{,}0} = 0{,}441; \quad \beta_{1,0} = 23^\circ 48'$$

Учитывая высокую быстроходность колеса и приведенные соображения по увеличению угла охвата, угол атаки при входе потока на лопасть принят $\Delta\beta_1 = 2^\circ 12'$, чему соответствует угол наклона лопасти на входе $\beta_1 = 26^\circ$

Радиус рабочего колеса на выходе в первом приближении

$$R_2 = \frac{\sqrt{\dfrac{gH_T}{k_{u2}}}}{\omega} = \frac{\sqrt{\dfrac{9{,}81 \cdot 13{,}9}{0{,}415}}}{295} = 61 \text{ мм},$$

где значение k_{u2} принято по графику (рис. 29).

Ширина канала рабочего колеса на выходе

$$b_2 = 0{,}07 D_2 \left(\frac{n_s}{100}\right)^{4/3} = 0{,}07 \cdot 122 \left(\frac{198}{100}\right)^{4/3} = 20 \text{ мм}.$$

Меридианная составляющая скорости на выходе из колеса без учета стеснения

$$v'_{m2} = \frac{Q'}{2\pi R_2 b_2} = \frac{15{,}3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}061 \cdot 0{,}02} = 2 \text{ м/сек.}$$

Коэффициент стеснения на выходе в первом приближении принимаем равным $k_2 = 1{,}12$.

Меридианная составляющая скорости на выходе из колеса с учетом стеснения

$$v_{m2} = k_2 v'_{m2} = 1{,}12 \cdot 2 = 2{,}24 \text{ м/сек.}$$

Число лопастей рабочего колеса предварительно определено по формулам [11, 25]

$$z = 6{,}5 \frac{R_2 + R_1}{R_2 - R_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}; \quad z \approx \frac{\beta_2}{3}.$$

По данным поверочного расчета, исходя из условия обеспечения требуемой величины напора, а также получения оптимальных параметров межлопастных диффузорных каналов, принято значение $\beta_2 = 17^\circ 30'$ и $z = 7$.

Коэффициент, учитывающий влияние конечного числа лопастей на напор,

$$p = \frac{2\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2},$$

где $\psi = 0{,}65 + 0{,}6 \sin \beta_2 = 0{,}65 + 0{,}6 \cdot 0{,}3007 = 0{,}83$;

$$p = \frac{2 \cdot 0{,}83}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{30{,}5}{61{,}0}\right)^2} = 0{,}316.$$

Расчетное значение напора при бесконечном числе лопастей

$$H_\infty = H_т (1 + p) = 13{,}9\,(1 + 0{,}316) = 18{,}3 \text{ м}.$$

Переносная скорость на выходе из колеса во втором приближении

$$u_2 = \frac{v_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{v_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + gH_\infty} =$$

$$= \frac{2{,}24}{2 \cdot 0{,}3153} + \sqrt{\left(\frac{2{,}24}{2 \cdot 0{,}3153}\right)^2 + 9{,}81 \cdot 18{,}3} = 17{,}45 \text{ м/сек}.$$

Диаметр рабочего колеса на выходе во втором приближении

$$D_2 = \frac{60 u_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 17{,}45}{3{,}14 \cdot 2820} = 118 \text{ мм}.$$

Толщины входной и выходной кромок лопастей приняты $\delta_1 = 2$ *мм* и $\delta_2 = 1{,}8$ *мм*.

Значение коэффициентов стеснения во втором приближении

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z\delta_1}{\pi D_1 \sin \beta_1}} = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 2}{3{,}14 \cdot 61 \cdot 0{,}4384}} = 1{,}2;$$

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z\delta_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}} = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 1{,}8}{3{,}14 \cdot 118 \cdot 0{,}3007}} = 1{,}113.$$

Значения D_2, k_1 и k_2 во втором приближении мало отличаются от их значений, принятых в первом приближении. Поэтому окончательно принимаем $D_2 = 122$ *мм*, $k_1 = 1{,}2$ и $k_2 = 1{,}12$.

Относительные скорости на входе и выходе

$$w_1 = \frac{v_{m1}}{\sin \beta_1} = \frac{k_1 v'_{m1}}{\sin \beta_1} = \frac{1{,}2 \cdot 3{,}31}{0{,}4384} = 9{,}07 \text{ м/сек};$$

$$w_2 = \frac{v_{m2}}{\sin \beta_2} = \frac{k_2 v'_{m2}}{\sin \beta_2} = \frac{1{,}12 \cdot 2}{0{,}3007} = 7{,}47 \text{ м/сек}.$$

Профилирование канала рабочего колеса в меридиональном сечении и поверхности лопасти. Профилирование канала колеса в меридиональном сечении производилось исходя из условия обеспечения монотонного изменения меридианной скорости по средней линии тока $v'_m = f(s)$ в пределах от значения v'_{m1} до v'_{m2} (рис. 46). При этом профилирование канала по принятому закону изменения меридианной скорости производят так, чтобы избежать резкого поворота потока. Для профилирования поверхности лопасти график изменения относительной скорости принят таким, чтобы относительная скорость в области входа потока на лопасть и в об-

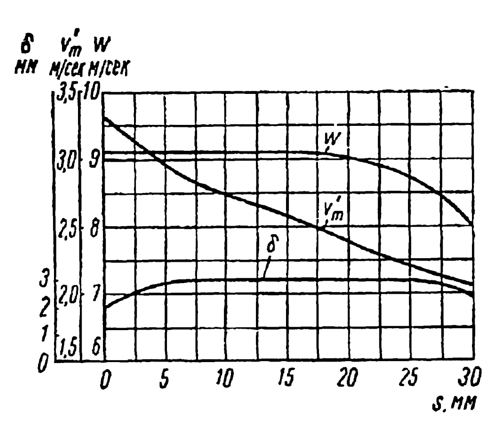


Рис. 46. Изменение скоростей w и v'_m и толщины лопасти δ по средней линии

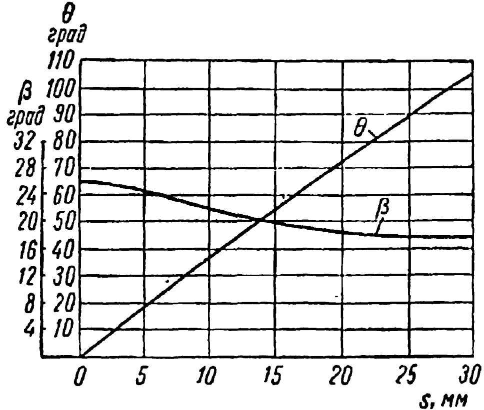


Рис. 47. График изменения угла наклона β и угла охвата θ лопасти по средней линии

ласти поворота потока из осевого направления в радиальное оставалась постоянной. График $w = f(s)$ приведен на рис. 46, там же показано изменение толщины лопасти δ по средней линии лопасти в меридиональном сечении.

Общепринятая методика профилирования поверхности лопасти [11] приведена в табличной форме в табл. 14. На рис. 47 представлен график изменения угла наклона лопасти β и угла охвата θ по средней ее линии. Плавность изменения углов свидетельствует о правильности расчетов по профилированию лопасти и приемлемости принятых законов изменения меридианных и относительных скоростей.

Расчет отвода. Ширина направляющих каналов отвода [11]

$$b_3 = b_2 + 0{,}05D_2 = 20 + 0{,}05 \cdot 122 = 26 \text{ мм}.$$

Радиальный зазор между колесом и отводом принят равным 1 *мм*, чтобы получить возможно большую длину диффузорных каналов отвода. При этом диаметр окружности входных кромок направляющих лопаток составит $D_3 = 124$ *мм*.

Скорость потока во входном сечении диффузорного канала

$$v_c = k_c\sqrt{2gH} = 0{,}31\sqrt{2\cdot 9{,}81\cdot 11{,}8} = 4{,}72 \text{ м/сек},$$

где k_c принят в зависимости от быстроходности [1].

Как видно, скорость v_c мало отличается от v_0, поэтому степень расширения и длина диффузорных каналов могут быть приняты меньше обычно рекомендуемых.

Число направляющих лопаток отвода по предварительным расчетам принято $z = 10$.

Площадь входного сечения диффузорного канала

$$f_3 = \frac{Q}{v_c z} = \frac{15\cdot 10^{-3}}{4{,}72\cdot 10} = 3{,}16\cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Высота входного сечения диффузорного канала

$$a_3 = \frac{f_3}{b_3} = \frac{3{,}16\cdot 10^{-4}}{26\cdot 10^{-3}} = 12{,}2\cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$a_3 = 12{,}2 \text{ мм}.$$

Число лопаток обратных каналов отвода принято равным числу направляющих лопаток. Лопатки обратных каналов расположены таким образом, что диффузорные каналы плавно переходят в обратные. Профилирование обратных каналов произведено так, чтобы они были конфузорными и скорость плавно нарастала до значения v_0. Лопатки обратных каналов имеют форму, указанную на рис. 34, *б*.

Рабочее колесо насоса ЭПН-8 показано на рис. 42. Основные параметры рабочего колеса и отвода даны в табл. 10. Описанные ранее испытания ступени насоса ЭПН-8 производились с отводом,

Таблица 14

№ последовательных приближений	s, мм	r, мм	b, мм	v'_u, м/сек	w, м/сек	$\frac{v'_u}{w}$	l, мм	δ, мм	$\frac{\delta}{l}$	$\sin\beta$	β, град	$\operatorname{tg}\beta$	$B = \frac{1}{r\operatorname{tg}\beta}$	Δs, мм	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$\Delta\theta$, град	$\theta_к = \Sigma\Delta\theta$, град	θ_c, град
1																		
2																		
3																		

параметры которого несколько отличались от расчетных, а именно: $b_3 = 27$ *мм* и $a_3 = 13{,}5$ *мм*. Поэтому в оптимальном режиме подача и напор получились больше расчетных. Точка расчетного режима работы показана на характеристике ступени, приведенной на рис. 35.

10. Определение погрешности результатов испытаний

Погрешности по своим свойствам делятся на систематические и случайные. Систематические погрешности вызываются условиями измерения, например, неточностью градуировки шкал приборов и их установки в нормальное положение, влиянием температуры на удельные веса рабочих жидкостей и др. Влияние систематических погрешностей на результаты измерения устраняется полностью или сводится к минимуму выбором методики и условий измерений, проверкой и правильностью расположения приборов.

Случайные погрешности из результатов измерения исключить нельзя, поэтому они должны быть оценены для критического анализа результатов эксперимента. Случайные погрешности — это главным образом погрешности наблюдения, а также случайные погрешности приборов. Случайные погрешности при нормальном законе их распределения не должны превосходить за исключением грубых промахов максимальной абсолютной погрешности измерения Δ_{max}, которая связана со средней квадратичной абсолютной погрешностью σ соотношением

$$\Delta_{max} = 3\sigma.$$

Помимо неточности измерения исходных величин причиной погрешности результата может явиться некоторая нестабильность режима работы из-за колебания числа оборотов. В этом случае средняя квадратичная абсолютная погрешность измерения

$$\sigma_f = \sqrt{\sigma^2_{f\,изм} + \sigma^2_{f\,нест}},$$

где $\sigma_{f\,изм}$ — средняя квадратичная абсолютная погрешность косвенного измерения, получающаяся из-за неточности измерения исходных величин;

$\sigma_{f\,нест}$ — средняя квадратичная абсолютная погрешность косвенного измерения, получающаяся из-за нестабильности режима работы.

В первом приближении принимают $\sigma_{f\,нест}$ равной средней квадратичной абсолютной погрешности тахометра σ_n. Экспериментальная установка лаборатории гидромашин ЛПИ имеет электродвигатель с нерегулируемым числом оборотов. Число оборотов измеряется фотоимпульсным счетчиком, Все показания приборов снимаются осредненными за период хода электрочасов фотоимпульсного счетчика, поэтому погрешность от нестабильности числа оборотов из рассмотрения следует исключить.

Из-за погрешности измерения получается разброс опытных точек на рабочей характеристике. Графики строят так, чтобы отклонение опытных точек было одинаковым по обе стороны от кривых. Этим достигается графическое осреднение результатов измерения, что увеличивает точность результата испытания по аналогии с осреднением многократно измеренных величин.

При оценке точности результатов графического осреднения погрешность результата одиночного измерения разбивают на постоянную и переменную часть. Постоянная часть обусловлена неточностью установки нулей приборов, неточностью в определении коэффициента расхода расходомера, неточностью измерения длины рычага балансирного электродвигателя, диаметров трубопроводов и т. д. Эти погрешности входят постоянным слагаемым в погрешность результата экспримента.

Отклонение опытных точек от кривой обусловлено только переменной частью погрешности, поэтому графическое осреднение результата измерения не влияет на постоянную часть погрешности и уменьшает только ее переменную часть. Методика оценки увеличения точности при графическом осреднении полностью еще не разработана, поэтому здесь этой оценки не дается.

В качестве примера дается расчет погрешности результатов испытаний ступени насоса ЭПН-8 при расчетном режиме работы $Q = 15 \cdot 10^{-3}$ *м³/сек* и $H = 11{,}8$ *м*.

Рассмотрим погрешность измерения напора. Напор ступени вычисляется по уравнению

$$H = \frac{\gamma_p}{\gamma_в}(h_1 - h_3 + \Delta h_1 - \Delta h_3) + \frac{v_н^2 - v_в^2}{2g}.$$

Диаметр чашки манометра $D = 130$ *мм* велик по сравнению с диаметром трубки $d = 5$ *мм*, поэтому поправкой на понижение уровня ртути в чашке можно пренебречь. Наибольшее понижение уровня ртути в чашке составит

$$\Delta h_1 = h\frac{d^2}{D^2} = 870\frac{5^2}{130^2} = 1{,}28 \text{ мм},$$

где h — высота столба ртути в трубке манометра. При измерении напора с помощью двух ртутных чашечных манометров поправка на капиллярность исключается и может возникнуть лишь из-за непостоянства диаметра трубок и различной степени их загрязненности.

Поправка на скоростной напор при равенстве площадей входа и выхода из ступени равна нулю, так как $v_н = v_в$. Отметки нулей шкал манометров расположены в одной плоскости, и поправка на положение приборов исключается, а погрешность их взаимного положения пренебрежимо мала.

Максимальная абсолютная погрешность отсчета по манометру при измерении давления на входе потока в ступень $\Delta_{\max 3} = 3$ *мм рт. ст.* и выходе из ступени $\Delta_{\max 1} = 3$ *мм рт. ст.*

Относительная погрешность измерения напора ступени

$$\Delta_0 = \frac{\Delta_{\max 1} + \Delta_{\max 3}}{H} = \frac{3+3}{870} = 0{,}0069 \text{ или } \Delta_0 = 0{,}69\%.$$

Средняя квадратичная абсолютная погрешность измерения напора

$$\sigma_{н\ изм} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2} = \sqrt{\left(\frac{\Delta_{\max 1}}{3}\right)^2 + \left(\frac{\Delta_{\max 3}}{3}\right)^3} = 1{,}4 \textit{ мм рт. ст.}$$

Средняя квадратичная относительная погрешность измерения напора

$$\sigma_{oH} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{H\ изм}}{H} 100\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{1{,}4}{870} 100\right)^2} = 0{,}16\%.$$

Рассмотрим погрешность измерения подачи. Средняя квадратичная относительная погрешность одиночного измерения подачи сужающим устройством, получающаяся из-за неточности измерения исходных величин, определяется по уравнению

$$\sigma_{oQ} = \sqrt{\sigma_{o\mu}^2 + 4\sigma_{od}^2 + \frac{1}{4}\sigma_{oh}^2},$$

где $\sigma_{o\mu}$ — погрешность в величине коэффициента расхода расходомера;

σ_{od} — погрешность в величине диаметра сужающего устройства;

σ_{oh} — погрешность в величине разности статических напоров.

Погрешность σ_{od} по нормам для расходомеров не должна превышать 0,03%, и ею можно пренебречь.

Максимальная абсолютная погрешность измерения перепада давления в дифференциальном пьезометре расходомера

$$\Delta_{\max h} = 3 \textit{ мм вод. ст.}$$

Средняя квадратичная абсолютная погрешность измерения перепада давления в дифференциальном пьезометре

$$\sigma_{h\ изм} = \frac{\Delta_{\max h}}{3} = 1 \textit{ мм вод. ст.}$$

Средняя квадратичная относительная погрешность измерения перепада давления в дифференциальном пьезометре

$$\sigma_{oh} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{h\ изм}}{h} 100\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{1}{500} 100\right)^2} = 0{,}2\%,$$

где h — высота столба воды в трубке пьезометра.

Принимая погрешность коэффициента расхода [19] расходомера $\sigma_{o\mu} = 0{,}5\%$, получим

$$\sigma_{oQ} = \sqrt{0{,}5^2 + \frac{1}{4} 0{,}2^2} = 0{,}51\,\%.$$

Рассмотрим погрешность определения утечек через гидравлическое уплотнение вала. Измерение утечек через гидравлическое уплотнение вала производилось весовым способом. Максимальная абсолютная погрешность измерения веса жидкости, протекающей через гидравлическое уплотнение вала,

$$\Delta_{\max G} = 20\ \textit{Г}.$$

Средняя квадратичная абсолютная погрешность измерения веса жидкости

$$\sigma_G = \frac{\Delta_{\max G}}{3} = 6{,}7\ \textit{Г}.$$

Средняя квадратичная относительная погрешность измерения веса утечек

$$\sigma_{oG} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_G}{G} 100\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{6{,}7}{8{,}5 \cdot 10^3} 100\right)^2} = 0{,}079\%.$$

Утечки G измеряются за время $t = 60$ *сек*. Максимальная абсолютная погрешность измерения времени по секундомеру $\Delta_{\max t} = 0{,}5$ *сек*.

Средняя квадратичная абсолютная погрешность измерения времени

$$\sigma_t = \frac{\Delta_{\max t}}{3} = 0{,}167\ \textit{сек}.$$

Средняя квадратичная относительная погрешность измерения времени

$$\sigma_{ot} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_t}{t} 100\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0{,}167}{60} 100\right)^2} = 0{,}28\,\%.$$

Средняя квадратичная относительная погрешность измерения утечек из-за неточности измерения исходных величин

$$\sigma_{oq} = \sqrt{\sigma_{oG}^2 + \sigma_{ot}^2} = \sqrt{0{,}079^2 + 0{,}28^2} = 0{,}29\,\%.$$

Учитывая относительно небольшую величину утечек $q \approx 0{,}01Q$ и высокую точность измерения, погрешностью в определении утечек можно пренебречь.

Рассмотрим погрешность измерения мощности ступени. Средняя квадратичная относительная погрешность одиночного замера мощности из-за неточного измерения

исходных величин

$$\sigma_{oN} = \sqrt{(\sigma_{op} + \sigma_{o\,рег})^2 + \sigma_{ol} + \sigma_{on}},$$

где σ_{op} — погрешность уравновешивающего груза;

$\sigma_{o\,рег}$ — погрешность регулирования противовеса;

σ_{ol} — погрешность измерения длины рычага балансирного электродвигателя;

σ_{on} — погрешность измерения числа оборотов.

Погрешности σ_{op} и $\sigma_{o\,рег}$ определяются порогом чувствительности балансирного электродвигателя, который равен минимальному грузу ΔP, вызывающему перемещение чашки весов балансирного электродвигателя из положения равновесия при вращающемся роторе. Приняв порог чувствительности за максимальную абсолютную погрешность, получим

$$\sigma_{op} = \sigma_{o\,рег} = \frac{\Delta P}{3P} 100 = \frac{10}{3 \cdot 2{,}8 \cdot 10^2} 100 = 0{,}12\%,$$

где P — усилие, передаваемое на чашу весов от реактивного момента балансирного электродвигателя.

Максимальная абсолютная погрешность измерения длины рычага балансирного электродвигателя

$$\Delta_{\max l} = 0{,}5 \text{ мм}.$$

Средняя квадратичная абсолютная погрешность измерения длины рычага

$$\sigma_l = \frac{\Delta_{\max l}}{3} = 0{,}167 \text{ мм}.$$

Средняя квадратичная относительная погрешность измерения длины рычага

$$\sigma_{ol} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_l}{l} 100\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0{,}167}{300} 100\right)^2} = 0{,}055\%.$$

Максимальная абсолютная погрешность измерения числа оборотов, обусловленная положением диска фотоимпульсного счетчика в период включения и выключения,

$$\Delta_{\max n} = 1 \text{ об/мин}.$$

Средняя квадратичная абсолютная погрешность измерения числа оборотов, обусловленная положением диска,

$$\sigma_{nд} = \frac{\Delta_{\max n}}{3} = 0{,}33 \text{ об/мин}.$$

Средняя квадратичная относительная погрешность измерения числа оборотов, обусловленная положением диска,

$$\sigma_{onд} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{nд}}{n} 100\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0{,}33}{2820} 100\right)^2} = 0{,}012\%.$$

Погрешность числа оборотов, обусловленная положением диска счетчика, является пренебрежимо малой величиной.

Время хода электрочасов фотоимпульсного счетчика оборотов определялось с помощью счетчика и частотомера, класс точности которого 0,2. Следовательно, можно принять, что погрешность измерения времени хода электрочасов $\sigma_{ot} = 0{,}2\%$, а пренебрегая $\sigma_{onд}$, имеем $\sigma_{on} = 0{,}2\%$. Таким образом, погрешность измерения мощности составит

$$\sigma_{oN} = \sqrt{(0{,}12 + 0{,}12)^2 + 0{,}055^2 + 0{,}2^2} = 0{,}316\%.$$

Средняя квадратичная относительная погрешность к. п. д. ступени

$$\sigma_{o\eta} = \sqrt{\sigma_{oQ}^2 + \sigma_{oH}^2 + \sigma_{oN}^2} = \sqrt{0{,}51^2 + 0{,}16^2 + 0{,}316^2} = 0{,}62\%.$$

ГЛАВА III

ИСПЫТАНИЯ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПОГРУЖНЫХ НАСОСОВ

1. Испытания погружных насосов

Испытания погружных насосов проводятся заводами-изготовителями с целью проверки соответствия насосов требованиям стандартов и технических условий. На испытательных станциях заводов должны проводиться гидравлические, контрольные и нормальные испытания.

Гидравлические испытания проводят с целью проверки герметичности соединения отдельных секций насоса. Для испытаний применяется установка, схема которой показана на рис. 48.

Полностью собранный насос устанавливается входным отверстием на центрирующий конус *2*, имеющий уплотнения *4*. Насосы, имеющие другую форму входного отверстия, уплотняются по торцевой поверхности прокладкой *3*. На нагнетательный патрубок устанавливается уплотнительное кольцо *5* с прокладками и краном для снятия давления *8*. Уплотнение достигается нажатием пяты *6* при помощи винта *7*. После установки насоса для испытания подают воду от работающего насоса через штуцер *1*. Кран *8* закрывают, когда из внутренней полости насоса выйдет воздух. Давление воды постепенно повышают до значения на 50% большего, чем давление в корпусе последней ступени при работе насоса. Одновременно осматривают насос, и в случае появления течи испытания прекращают. После прекращения подачи воды открывают кран *8* для снятия давления, отводят пяту с помощью винта и снимают насос. Насос, давший течь, направляется на переборку секций.

Контрольные испытания должны проводиться для всех насосов, выпускаемых заводом. Контрольные испытания включают в себя обкаточные испытания и проверку напора в рабочей области.

Обкаточные испытания производятся с целью проверки качества сборки насоса и приработки трущихся поверхностей. Они должны продолжаться до тех пор, пока не наступит баланс теплового равновесия двигателя и потребляемая мощность не

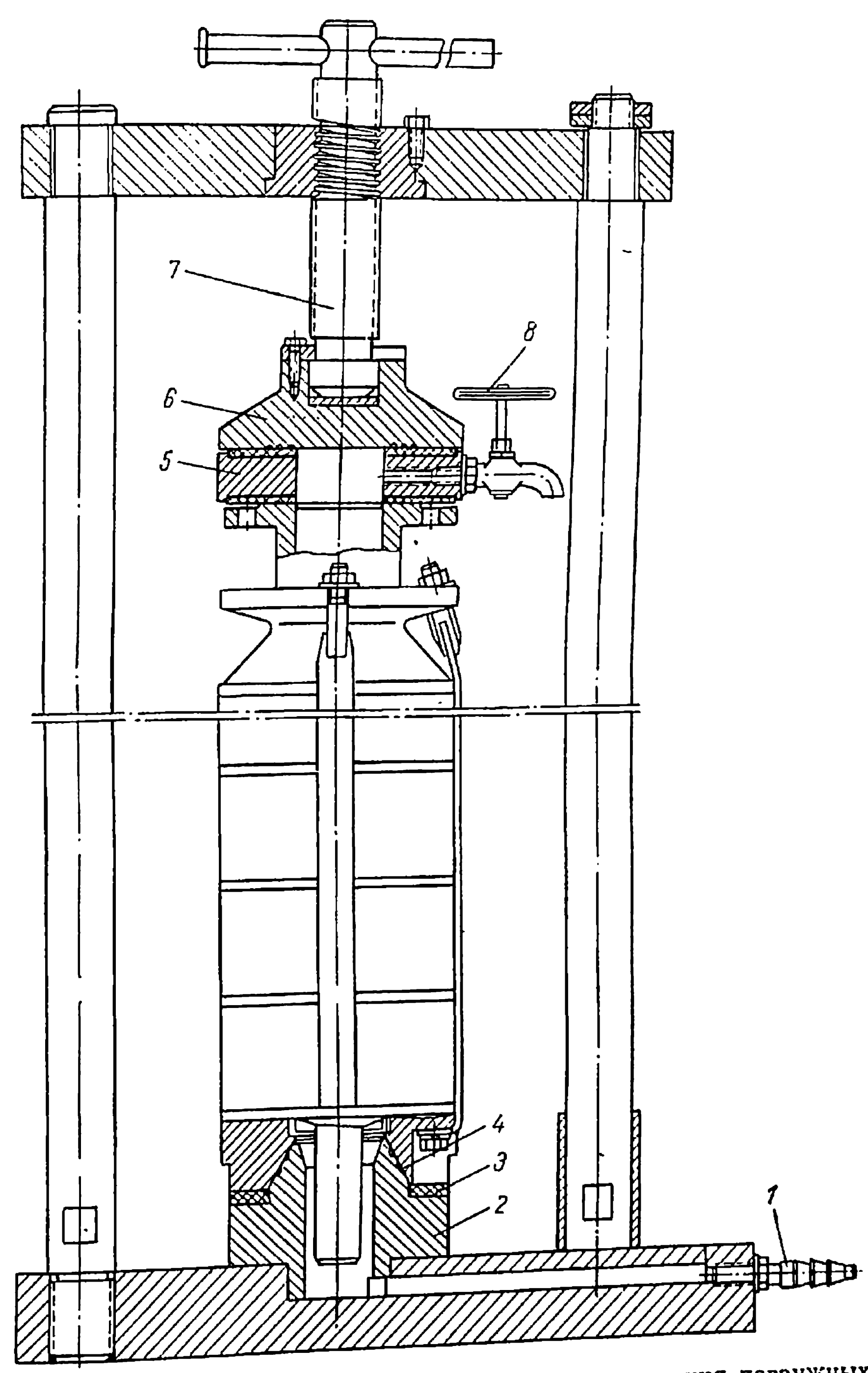


Рис. 48. Схема установки для гидравлического испытания погружных насосов

станет стабильной. Минимальное время испытаний должно устанавливаться в соответствии с техническими условиями.

После обкаточных испытаний проводится проверка напора в рабочей области при различных подачах, число которых должно быть не менее трех. Значения подач для каждого типоразмера насоса должны быть определены техническими условиями. Замеренные при контрольных испытаниях подача и напор приводятся к номинальному числу оборотов насоса.

Нормальные испытания проводятся для головных образцов новых насосов и периодически для насосов серийных выпусков. Нормальные испытания серийных насосов проводятся в соответствии с техническими условиями или требованиями ГОСТа 6812—58. Нормальные испытания включают в себя обкаточные испытания, о которых говорилось выше, испытания с целью снятия характеристики насоса. Последними устанавливается зависимость напора *H*, потребляемой мощности *N* и к. п. д. насоса η от подачи при постоянном числе оборотов насоса. Испытания должны проводиться при различных режимах в диапазоне, перекрывающем рабочую область насоса. Значения подач при изменении режимов устанавливается в нарастающем и убывающем порядке; общее число режимов должно быть не менее 20.

Контрольные и нормальные испытания погружных насосов производятся только с приводом от погружного электродвигателя на специальных стендах, которыми оборудуются испытательные станции заводов.

На рис. 49 приведена обычно применяемая схема стенда с открытым резервуаром.

Стенд имеет бак *1* с гнездами в верхней части для монтажа нескольких одновременно испытываемых насосов. Уровень воды в баке поддерживается постоянным с помощью переливной трубы *2*. Подаваемая насосом вода поступает в нагнетательный трубопровод *4* и возвращается в бак *1*. Изменение подачи производится задвижкой *6*, имеющей механический привод *7* Измерение подачи производится с помощью нормальной диафрагмы *5* и дифференциального манометра на пульте управления. Давление на выходе из насоса измеряется образцовым манометром *3*.

При проведении нормальных испытаний насосов с относительно небольшой подачей предусмотрено измерение ее объемным способом.

На рис. 50 показана схема того же стенда с мерным баком. В этом случае вода от насоса через напорный трубопровод подается в тарированный бак *6* с мерной линейкой *7* для измерения подачи объемным способом. На напорном трубопроводе установлены задвижка *9* для изменения подачи насоса и образцовый манометр *10* для измерения давления. После заполнения мерного бака *6* вода из напорного трубопровода через трехходовой кран *8* и сливную

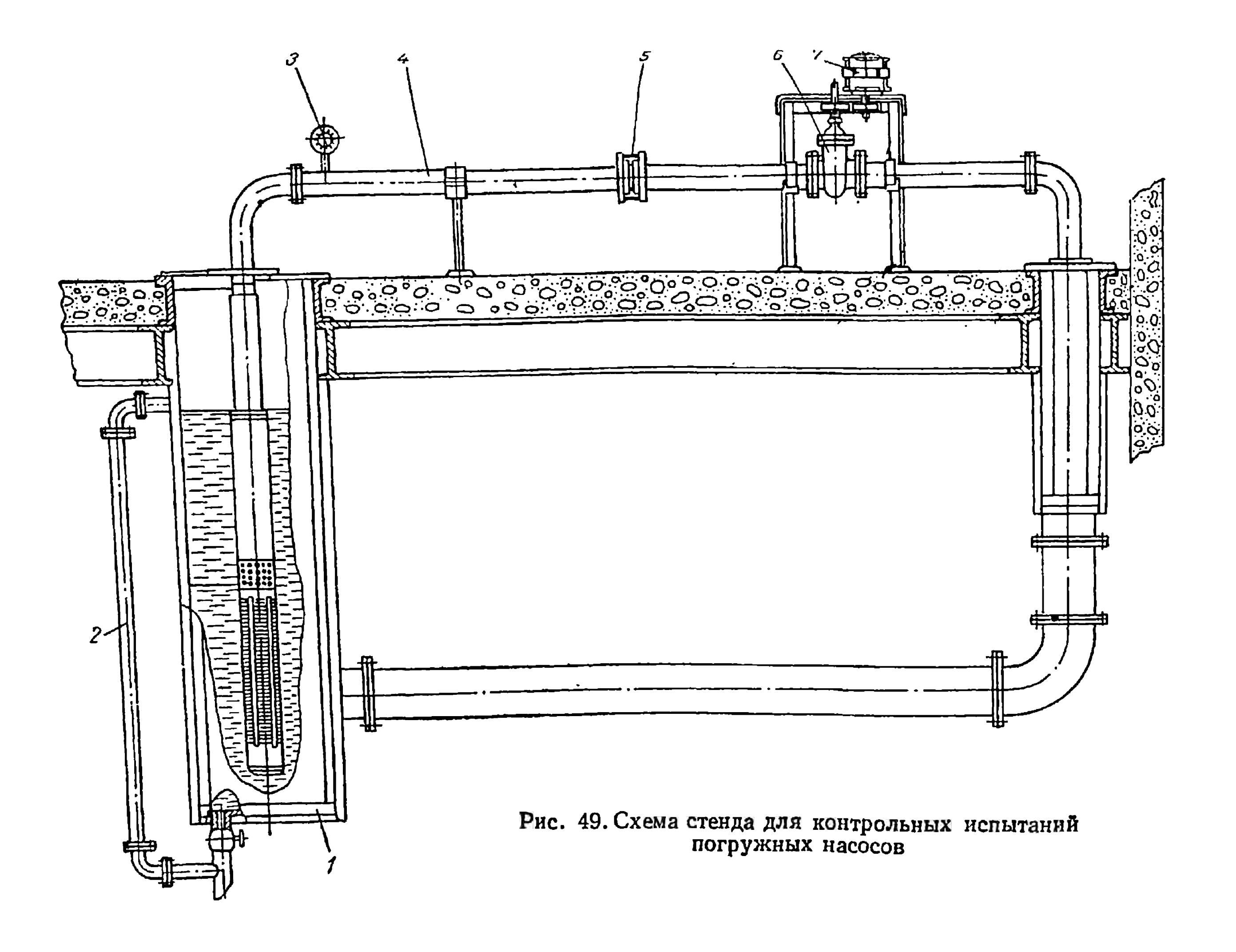


Рис. 49. Схема стенда для контрольных испытаний погружных насосов

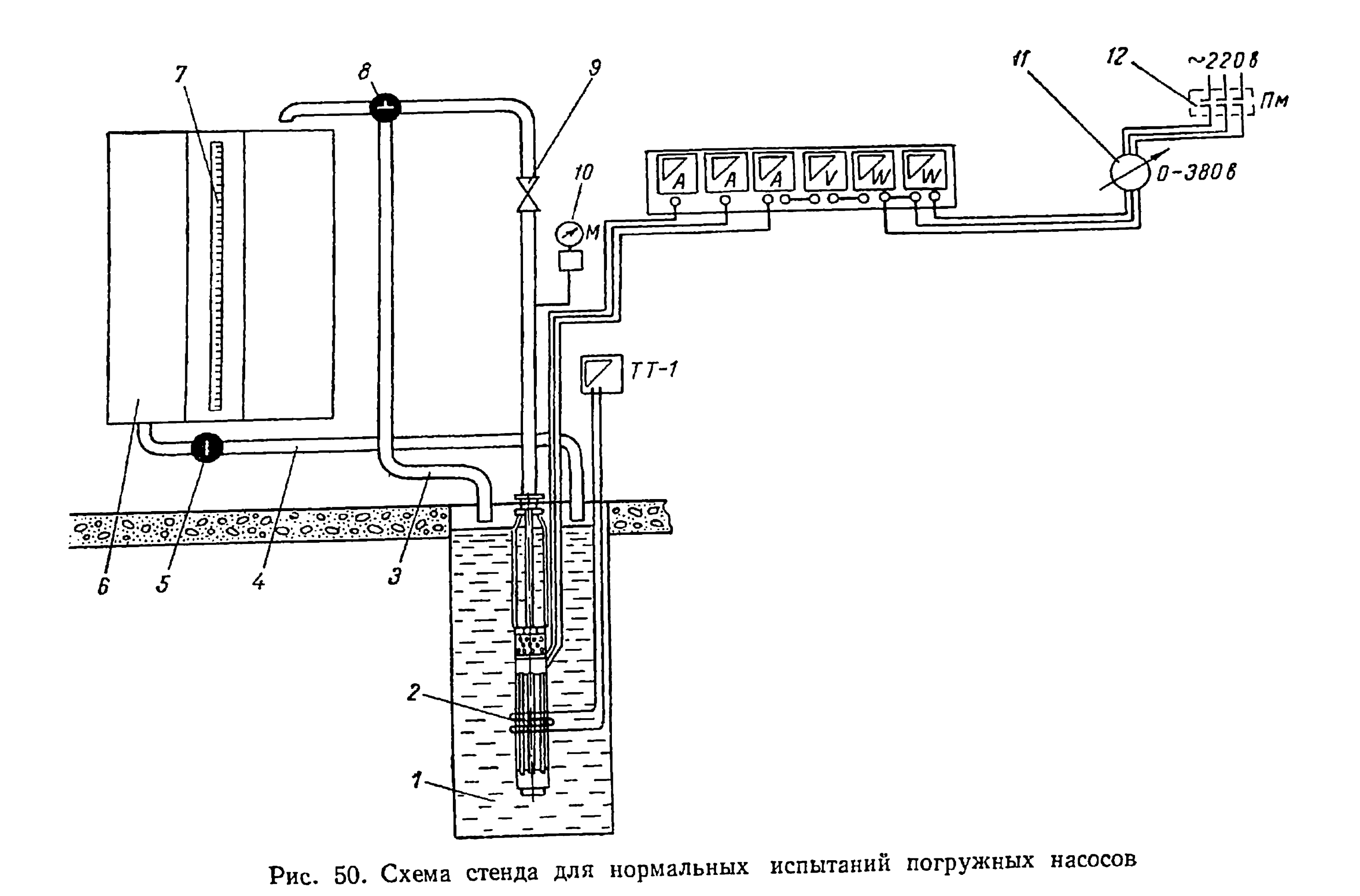


Рис. 50. Схема стенда для нормальных испытаний погружных насосов

трубу *3* поступает в бак *1*. Слив воды из мерного бака производится через двухходовой кран *5* и сливную трубу *4* в бак *1*.

На пульте управления стенда смонтированы два ваттметра типа АСТД для измерения потребляемой мощности, три амперметра типа АСТ класса 0,5 для измерения силы тока, один вольтметр типа АСТ-16 класса 0,5 для измерения напряжения и прибор ТТ-1 для замера числа оборотов с помощью электромагнитной катушки *2*, надетой на электродвигатель. Кроме того, на стенде установлен потенциал-регулятор *11*, с помощью которого напряжение поддерживается постоянным в процессе опыта. Включение и выключение насоса производится посредством магнитного пускателя *12*.

2. Методика проведения нормальных испытаний и обработка результатов

При проведении нормальных испытаний насос должен быть помещен в трубу с диаметром, равным диаметру скважины для имитации условий работы в скважине. В этом случае электромагнитную катушку поместить на двигателе нельзя и число оборотов насоса принимается по кривой $n' = f(N')$, которая строится по данным специального эксперимента. При этом насос с электромагнитной катушкой на двигателе устанавливается в гнездо бака, не имеющего трубы. На различных режимах работы измеряются число оборотов n' и потребляемая мощность N' при номинальном напряжении, которое поддерживается постоянным с помощью потенциал-регулятора. Число оборотов электродвигателя насоса n' определяется как разность синхронной скорости вращения магнитного поля в статоре и скорости скольжения ротора по формуле

$$n' = 3000 - \frac{\kappa \cdot 60}{t'} \text{ об/мин},$$

где κ — число колебаний стрелки прибора ТТ-1 за время t', измеряемое секундомером.

По данным этих испытаний строится кривая $n' = f(N')$, которой пользуются для определения числа оборотов насоса при снятии его характеристики.

После этого насос устанавливается в гнездо бака с трубой, имитирующей скважину, и производится испытание по снятию характеристики. Подача насоса определяется объемным способом

$$Q' = \frac{W}{t},$$

где W — объем мерного бака;

t — время заполнения объема бака, измеряемое секундомером.

При испытании насосов с большой подачей измерять ее объемным способом не рекомендуется, так как требуется мерный бак большого объема. В этом случае подача измеряется нормальной диафрагмой, установленной на горизонтальном участке напорного трубопровода в соответствии с работой [19].

Напор насоса находится из равенства

$$H' = E_н - E_в,$$

где $E_н$ — полная удельная энергия жидкости на выходе из насоса;
$E_в$ — полная удельная энергия жидкости на входе в насос.

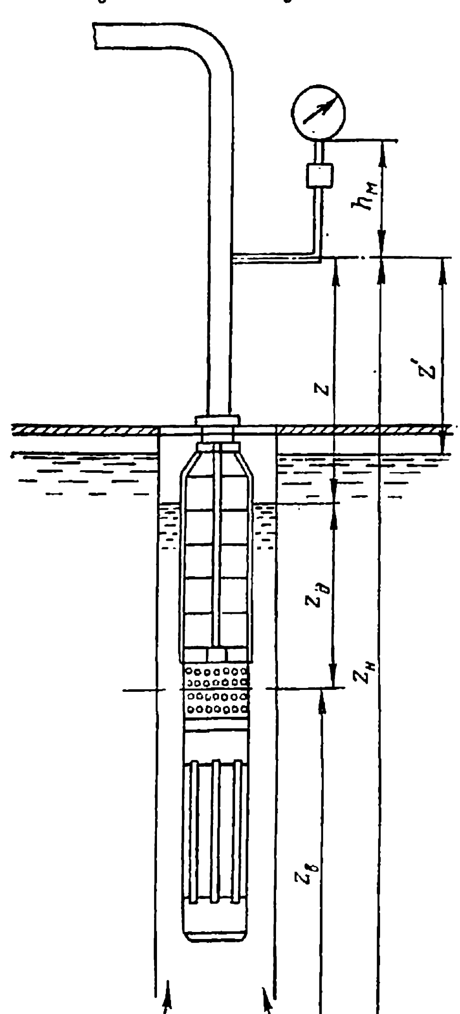


Рис. 51. Схема к определению напора

Вход в насос принимается в плоскости, нормальной к оси защитной сетки, поскольку она является неотъемлемой частью погружного насоса и потери при всасывании входят в потери насоса. Схема к определению напора дана на рис. 51.

Полная удельная энергия на входе

$$E_в = z_в + \frac{p_в}{\gamma} + \frac{v_в^2}{2g} = z_в + z_д + \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v_в^2}{2g},$$

где $\frac{p_в}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} + z_д$ — абсолютное давление на входе;
p_a — атмосферное давление;
$v_в$ — средняя скорость воды в кольцевой щели между стенками трубы и двигателем;
$z_в$ — отметка поперечной оси защитной сетки.

Полная удельная энергия на выходе

$$E_н = z_н + \frac{p_a}{\gamma} + \frac{p_м}{\gamma} + \frac{v_н^2}{2g} \pm h_м,$$

где $p_м$ — давление, измеряемое манометром;
$v_н$ — средняя скорость в напорном трубопроводе;
$z_н$ — отметка точки отбора давления;
$h_м$ — высота установки манометра над точкой отбора давления.

Таким образом замеряемый напор насоса

$$H' = E_н - E_в = z_н - (z_в + z_д) + \frac{p_м}{\gamma} + \frac{v_н^2 - v_в^2}{2g} \pm h_м$$

или

$$H' = \frac{p_м}{\gamma} + \frac{v_н^2 - v_в^2}{2g} + z \pm h_м,$$

где $z = z_н - (z_в + z_д)$.

Величина z измеряется при каждом значении подачи насоса. При контрольных испытаниях $z = z'$ (рис. 51).

Мощность, потребляемая электродвигателем на различных режимах работы насоса, определяется как сумма показаний двух ваттметров

$$N' = N_1' + N_2' \text{ вт}.$$

Потребляемый ток J находится как среднеарифметическое из показаний трех амперметров.

Полученные в процессе эксперимента значения подачи Q', напора H' и мощности N' приводятся по уравнениям подобия к номинальному числу оборотов.

К. п. д. агрегата

$$\eta_{агр} = \frac{\gamma QH}{102N}.$$

К. п. д. насоса определяется выделением его из к. п. д. агрегата при известном к. п. д. двигателя

$$\eta_{дв} = f(N_{дв});$$

$$\eta_{нас} = \frac{\eta_{агр}}{\eta_{дв}}.$$

3. Подготовка скважины и оборудования к монтажу

Подготовка скважин должна производиться специализированными организациями. До монтажа насосной установки в новой скважине должна быть произведена полная ее прокачка и сделаны опытные откачки. Прокачка скважин производится с целью удаления механических примесей до полного осветления воды и может считаться законченной, если содержание механических примесей в откачиваемой воде станет менее 0,01% по весу.

Для прокачки скважины нельзя использовать погружной насос, предназначенный для работы в стационарной насосной установке. Прокачку скважин обычно производят эрлифтными установками, водоструйными насосами или специально для этой цели предназначенными насосами.

При проведении опытных откачек определяются дебит скважины, статический и динамический уровни воды, удельный дебит. Если вода скважины предназначена для хозяйственно-питьевых или технических целей, кроме перечисленного отбираются пробы воды для химического и бактериологического анализов. В случае, когда после окончания бурения скважина длительное время не эксплуатировалась, перед монтажом насосной установки делают ревизию скважины. При этом проверяют глубину забоя, статический уровень воды и производят непродолжительную откачку с отбором проб воды для анализов.

Перед монтажом насосной установки необходимо проверить скважину. При проверке скважины измеряют ее глубину, определяют статический уровень воды и измеряют начальные и конечные диаметры обсадных труб скважины. Необходимо также проверить соответствие технической характеристики насоса характеристике скважины и установить необходимую глубину погружения насоса. Если положение динамического уровня неизвестно, то его можно приближенно определить по известной подаче насоса и удельному дебиту скважины. Разделив подачу насоса на удельный дебит, получим величину понижения динамического уровня от статического. Насос должен быть опущен ниже динамического уровня на величину, предусмотренную инструкцией. До намеченной глубины погружения насоса скважину проверяют специальным шаблоном с габаритами, несколько большими максимального диаметра и длины агрегата.

Перед монтажом должна быть проведена *подготовка вспомогательного и стационарного оборудования*. Вспомогательным является оборудование, используемое для монтажа и демонтажа насосной установки. К нему относятся грузоподъемные средства, трубы, соединительные муфты, скобы крепления кабеля, наземная арматура, крышка скважины или опорное колено, задвижка, манометр, два монтажных хомута, а также приборы и инструменты, необходимые для проведения монтажных работ.

Грузоподъемное оборудование выбирается исходя из веса агрегата вместе с кабелем, колонной водоподъемных труб, заполненных водой (для насосов с обратным клапаном), и опорным коленом. В качестве грузоподъемных средств предусматривается использование автомобильных кранов, монтажных треног или вышек с блоками, лебедками или талевыми системами соответствующей грузоподъемности. Грузоподъемные средства устанавливаются так, чтобы крюк находился над осью скважины. У скважины должно быть также оборудовано рабочее место в виде деревянного помоста или монтажного стола.

Погружные насосы обычно поставляются заводами собранными с электродвигателями и полностью отрегулированными. Перед монтажом проверяют состояние агрегата и комплектующего обо-

рудования. При этом проверяется легкость вращения ротора агрегата. В большинстве конструкций насосов для этого надо снять защитную сетку и специальным рычагом, входящим в комплект поставки, проворачивать ротор агрегата через втулку, соединяющую вал насоса с валом двигателя. В соединительной втулке для проворачивания ротора рычагом предусматриваются отверстия или специальные пазы. Ротор агрегата должен проворачиваться плавно, без заеданий. Желательно, чтобы подшипники агрегата были предварительно смочены водой. В случае, если ротор агрегата не проворачивается или для проворачивания требуется большой момент, необходимо отсоединить насос от двигателя и отдельно проверить легкость вращения роторов насоса и двигателя. При этом необходимо проверить также осевой люфт ротора насоса. Устранив причину заедания, собирают насос с двигателем, следя при этом, чтобы осевой люфт ротора насоса не был полностью выбран.

После осмотра и проверки агрегата присоединяют токоподводящий кабель к выводным концам электродвигателя. Для этого защищают изоляцию на концах токоподводящего кабеля на конус и лудят обнаженные концы стержней кабеля оловянисто-свинцовым припоем, используя в качестве флюса канифоль. Концы токоподводящего кабеля вставляют в медные гильзы, припаянные к выводным концам электродвигателя, и запаивают их тем же припоем. Место спайки зачищают от наплывов припоя и изолируют вполнахлеста полихлорвиниловой лентой, входящей в комплект поставки. Ленту накладывают с натяжением, добиваясь плотного прилегания слоев, пока диаметр изолируемого участка не станет равным диаметру кабеля. После этого изолируют той же лентой в три слоя кабель в месте соединения на длине, примерно вдвое превышающей длину соединения. Для проверки сопротивления изоляции мест спаек всех трех фаз кабель в месте соединения погружается в металлический сосуд с водой при температуре 20—30° С на 1,5—2 *ч*. Сосуд с водой должен быть помещен на изоляционную прокладку и полностью изолирован от корпуса двигателя. Измерение сопротивления изоляции производится мегомметром, для чего одна его клемма подсоединяется к сосуду с водой, а другая к токоподводящей жиле кабеля. Сопротивление изоляции мест спаек должно быть не менее предусмотренного инструкцией (500 *Мом*). Если окажется, что сопротивление изоляции места спайки ниже требуемого, необходимо изолировать снова.

Затем присоединяют насос к нижней трубе колонны водоподъемных труб или к специальному патрубку. Под муфтой или фланцем трубы или патрубка крепят монтажный хомут. На монтажный хомут надевают стропы и поднимают агрегат до вертикального положения с помощью грузоподаемного устройства.

Датчик сухого хода, если он предусмотрен, крепится к водоподъемной трубе на расстоянии 1 *м* от насоса.

Электродвигатель, если предусмотрено инструкцией, заполняется чистой водой через существующее для этой цели отверстие с пробкой или фильтром. В зимнее время, при температуре ниже 0° С, допускается подогрев воды для заполнения двигателя, но не выше 50° С. Во избежание замерзания воды немедленно после заливки двигателя начинают спуск агрегата в скважину. Запрещается заливать двигатель горячей водой. После заливки двигателя завертывают пробку или фильтр, ставят защитную сетку и крепят кабель и провод датчика сухого хода скобами (поясами) к патрубку или трубе.

Все подготовительные работы и монтаж насосной установки должны производиться в соответствии с требованиями заводских инструкций.

4. Монтаж насосной установки

После окончания подготовительных работ приступают к монтажу установки. Монтаж насосных установок, как и подготовка скважин, должен производиться специализированными организациями. Агрегат приподнимают на такую высоту, чтобы можно было завести его в скважину, и медленно опускают до упора хомута в кромку обсадной трубы. При спуске агрегата необходимо следить за целостностью токоподводящего кабеля и не допускать его провисания при креплении к колонне водоподъемных труб. Кабель через каждые два метра крепится к трубам поясами или скобами. В местах крепления кабель следует обернуть резиновой или изоляционной лентой. Чрезмерная затяжка скоб не допускается.

Следующую трубу поднимают за монтажный хомут, который укреплен под ее муфтой или фланцем, до вертикального положения и осторожно опускают до соприкосновения с муфтой или фланцем предыдущей трубы. После соединения труб приподнимают собранную часть агрегата, снимают нижний монтажный хомут и продолжают спуск агрегата в скважину. При этом производят крепление кабеля к трубе через указанный интервал, не допуская провисания и повреждений кабеля. Колонна водоподъемных труб наращивается до тех пор, пока насос не будет опущен на требуемую глубину. Верхний конец последней трубы присоединяется к опорному колену или плите. После этого агрегат с колонной труб приподнимают, снимают монтажный хомут и медленно опускают, пока опорное колено или плита не станет на кромку обсадной трубы. Токоподводящий кабель пропускается при этом через паз опорной плиты или колена.

После окончания работ, связанных с опусканием агрегата в скважину, производится монтаж наземного оборудования. Наземное оборудование включает в себя манометр, задвижку, сливной или магистральный трубопровод и станцию управления. Слив-

ной или магистральный трубопровод с задвижкой присоединятся к опорному колену. Сливной трубопровод может быть заменен водоразборным баком в зависимости от местных условий. В водоразборном баке для автоматизации работы насосной установки монтируется датчик уровня. Манометр обычно устанавливается на трубке, ввернутой в отводной патрубок опорного колена.

Станция управления устанавливается в насосном помещении, а при его отсутствии в закрытом помещении в непосредственной близости от скважины. Станции управления могут работать при температуре от —35 до +35° С при относительной влажности воздуха не более 70%. Перед монтажом необходимо убедиться в исправности размещенной в станции управления аппаратуры, удалить консервирующую смазку и тщательно протереть контакты. Необходимо также проверить затяжку всех болтов и гаек как крепежных, так и контактных. Сопротивление изоляции станции проверяется мегомметров и должно быть не ниже установленного инструкцией. После этого станцию управления закрепляют в вертикальном положении в предусмотренном месте и заземляют ее корпус. Провода внешних соединений подводятся через отверстия в крышке станции и подсоединяются согласно принципиальной схеме. По окончании монтажа удаляют из шкафа станции все посторонние предметы, проверяют, нет ли повреждения и загрязнения деталей.

Закончив в указанной последовательности все работы, приступают к пробному пуску насосной установки.

5. Эксплуатация погружных насосов

Пробный пуск, как и любые пуски погружного насоса, может производиться только при помощи станции управления. Насосы, двигатели которых заполняются водой скважины, включают не раньше, чем через 2 *ч* после погружения агрегата в воду (это время необходимо для заполнения полости электродвигателя водой).

Если при нажатии кнопки «пуск» двигатель не включается, необходимо проверить электрическую схему насосной установки, величину напряжения на всех фазах и повторно пустить насос. В случае, когда и при повторном пуске двигатель не включается, агрегат демонтируют для обнаружения и устранения неисправностей.

Задвижка на нагнетательном трубопроводе должна быть при пуске полностью закрыта. Через 1—2 *мин* после пуска должна быть зафиксирована подача воды. Убедившись, что работа агрегата протекает нормально, постепенно открывают задвижку на напорном трубопроводе и устанавливают рабочий режим. Подача насоса в этом режиме не должна превышать дебита скважины. Если насос даст подачу менее указанной в паспорте, то необходимо изменить

направление вращения двигателя путем переключения двух фаз. Проверка направления вращения двигателя является одной из задач пробного пуска.

При выносе с откачиваемой водой песка останавливать насос до полного осветления воды не рекомендуется. При этом следует уменьшить подачу насоса, прикрывая задвижку.

Во время пробного пуска измеряют динамический уровень воды в скважине и проверяют, достаточный ли имеется подпор. Если подпор меньше требуемого инструкцией, то надо опустить агрегат ниже, наращивая колонну водоподъемных труб. После нескольких часов нормальной работы насос останавливают. Перед остановкой насоса закрывают задвижку, чтобы уменьшить скорость обратного течения воды в напорном трубопроводе. Это особенно важно, если насос не имеет обратного клапана. При отсутствии обратного клапана насос после выключения двигателя вращается в обратную сторону, работая как турбина под действием напора воды в колонне водоподъемных труб. Поэтому повторный пуск насоса нельзя производить раньше, чем через 3—5 *мин*, т. е. пока не сравняются уровни воды в колонне водоподъемных труб и в скважине.

После остановки насоса проверяют исправность наземного оборудования, и после этого насосную установку можно считать готовой к эксплуатации.

Условием экономичной эксплуатации насосной установки является работа насоса в оптимальном режиме, которому соответствует наибольший к. п. д. Необходимым условием также является, чтобы дебит скважины и положение динамического уровня обеспечивали работу насоса в заданных пределах подач и напоров рабочей зоны характеристики. Дебит скважины, динамический и статический уровни систематически контролируются. Насосы должны эксплуатироваться в скважинах с температурой воды не более 25° С и содержанием механических примесей до 0,01% по весу.

В процессе эксплуатации необходимо систематически проверять исправность электроприборов и станции управления. Потребляемый двигателем ток не должен превышать допустимого. Осмотр станции управления производят не реже раза в месяц. При этом проверяют состояние контактов пускателя и реле, а также затяжку болтов и гаек как крепежных, так и контактных. Одновременно удаляют металлическую пыль от износа контактов, так как ее скопление может понизить сопротивление изоляции пускателя. Не рекомендуется смазывать контакты и подвижные части.

Обгоревшие контакты протирают чистой тряпкой, смоченной в спирте, до появления металлического блеска. Наплавленные капельки на контактах можно предварительно снять «бархатным» напильником.

Таблица 15

Неполадки	Причины	Способы устранения
Насос не запускается	Неправильное подключение кабеля и станции управления	Проверить контактные соединения в цепях электродвигателя и станции управления
	Отсутствие напряжения — сгорел предохранитель	Поставить новый предохранитель
	Низкое напряжение сети или сильное его падение в момент пуска	Проверить напряжение сети при пуске
	Пробой изоляции или обмотки электродвигателя	Проверить изоляцию кабеля и обмотки. Найти и устранить пробой
После включения насос мгновенно отключается (срабатывает автомат или сгорают предохранители)	Короткое замыкание в цепях электродвигателя или станции управления	Проверить электрические цепи электродвигателя и станции управления
	Неправильная регулировка автомата	Отрегулировать автомат на требуемый ток срабатывания
Насос отключается через некоторое время после пуска	Неправильная регулировка автомата	Проверить и отрегулировать автомат на требуемый ток срабатывания
	Неисправность станции управления	Осмотреть станцию управления. Проверить схему управления и защиты
Нет подачи насоса	Насос находится выше динамического уровня воды	Удлинить колонну водоподъемных труб
Насос не дает требуемой подачи	Засорена защитная сетка, большое сопротивление на всасывании	Очистить сетку обратной прокачкой воды через колонну водоподъемных труб
	Неправильное направление вращения	Изменить направление вращения, поменяв местами две фазы
	Большой износ деталей насоса, большие зазоры в уплотнениях. Утечки в колонне водоподъемных труб	Демонтировать агрегат. Произвести осмотр насоса и колонны водоподъемных труб. Изношенные детали заменить

Неполадки	Причины	Способы устранения
Насос потребляет повышенную мощность (ток)	Неправильная регулировка осевого зазора при сборке насоса с двигателем, вызывающая трение дисков рабочих колес о неподвижные элементы	Демонтировать насос и отрегулировать осевой зазор ротора насоса при соединении с двигателем
	Заедание распорных втулок или мест уплотнения, из-за чего ротор насоса туго вращается	Демонтировать насос, разобрать и устранить заедания
	Износ подпятников насоса и электродвигателя	Разобрать насос или электродвигатель и заменить подпятники

Демонтаж и профилактические осмотры производятся в сроки, устанавливаемые инструкциями. Насос необходимо остановить и демонтировать для осмотра в любом из следующих случаев: прекратилась подача воды; потребляемый двигателем ток превышает допустимый; подача на 25% меньше номинальной.

Перечень основных неполадок, наиболее часто встречающихся при эксплуатации погружных насосов, и способы их устранения приведены в табл. 15.

6. Демонтаж и ремонт погружных насосов

Погружные насосы в процессе эксплуатации подвергаются естественному износу. Поэтому с целью предупреждения преждевременного выхода агрегата из строя периодически проводят его демонтаж, профилактический осмотр и замену изношенных деталей. Периодичность проведения профилактических осмотров устанавливается заводами-изготовителями.

Для *демонтажа* агрегата над скважиной устанавливают грузоподъемное устройство. Рядом со скважиной подготавливают деревянный настил для размещения бухт токоподводящего кабеля и агрегата. В случаях, когда эксплуатация насосной установки не может быть прекращена на длительное время, необходимо иметь на рабочем месте подготовленный к монтажу запасной насос на замену демонтируемого. Перед подъемом агрегата из скважины необходимо отключить электроэнергию и отсоединить токоподводящий кабель от станции управления. Необходимо также отсоединить колено колонны водоподъемных труб от магистрального трубопровода. После этого поднимают агрегат с колонной водоподъемных труб на такую высоту, чтобы можно было закрепить

монтажный хомут под муфтой или фланцем второй трубы. Затем агрегат с колонной опускают, пока монтажный хомут не упрется в кромку обсадной трубы, и продевают стропы в проушины монтажного хомута для второго подъема. С первой трубы снимают пояса или скобы крепления кабеля и сматывают его на барабан или в бухты, укладывая последние на деревянный настил. При сматывании кабеля нельзя допускать резких его изгибов и повреждения изоляции. Затем отвертывают трубу и укладывают ее на заранее подготовленные подмостки.

Второй и последующие подъемы агрегата осуществляются в той же последовательности. Последний захват монтажным хомутом делают с таким расчетом, чтобы при подъеме весь агрегат вышел из скважины.

Агрегат необходимо отсоединить от трубы, слить воду из электродвигателя и уложить на чистый настил или монтажный стол. Не отсоединяя кабеля от электродвигателя, проверяют сопротивление изоляции.

В случае ремонта разборку агрегата необходимо производить в последовательности, установленной инструкцией. При разборке насоса рекомендуется разметить все детали, чтобы сохранить прежнее их положение при последующей сборке. В процессе разборки все детали насоса и электродвигателя тщательно очищают от песка, грязи, ржавчины и различных налетов. После этого производят контроль размеров сопрягаемых деталей и определяют степень их износа. Детали агрегата, имеющие износ выше допустимого, заменяют новыми. Особое внимание уделяют проверке состояния подшипников насоса и электродвигателя, защитных и распорных втулок, пяты и подпятников насоса и двигателя, а также проверяют зазоры в уплотнениях рабочих колес. Соприкасающиеся поверхности этих деталей не должны иметь глубоких рисок и задиров.

Следует обратить внимание на состояние шпонок и в случае их износа заменить новыми. Перед сборкой необходимо произвести контрольную балансировку рабочих колес и ротора насоса в сборе. При сборке насоса и двигателя требуется соблюдать последовательность, предусмотренную инструкцией, и руководствоваться ее указаниями по регулировке. Если в процессе ремонта насоса производилась доработка и замена большого количества износившихся деталей или перемотка статорной обмотки электродвигателя, то в этом случае необходимо провести контрольные испытания на специальном стенде. Отремонтированный погружной насос не должен уступать новому по надежности и техническим параметрам.

Консервация агрегата производится, если после ремонта или демонтажа предусмотрена сдача насоса на хранение. В этом случае агрегат разбирают, насухо протирают все его части, проводят консервацию и хранят в собранном виде в закрытом помещении

на расстоянии не менее одного метра от отопительных приборов. Консервация заключается в смазке подпятника и пяты консистентной нейтральной смазкой (солидолом). Подпятник с резиновыми сегментами, а также резиновые подшипники и защитные втулки вала из нержавеющей стали не смазывают. Обработанные металлические части двигателя и насоса покрывают тонким слоем бакелита.

При сроке хранения свыше одного месяца насос следует хранить залитым чистой водой. Электродвигатель при этом должен быть полностью погружен в воду. Если агрегат хранится свыше шести месяцев, то необходимо его разобрать, произвести осмотр и повторную консервацию.

ЛИТЕРАТУРА

1. Айзенштейн М. Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности. М., Гостоптехиздат, 1957. 363 с.

2. Богданов А. А. Погружные центробежные электронасосы. Баку, Гостоптехиздат, 1957. 221 с.

3. Горгиджанян С. А. и Дягилев А. И. Некоторые вопросы расчета и проектирования погружных электронасосов. — Гидромашиностроение. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1964, с. 57—64 (Труды ЛПИ № 231).

4. Давыдов И. В. Исследование направляющих аппаратов центробежного насоса. — Экспериментальное исследование рабочих органов питательных насосов. М., Машгиз, 1958, с. 49—71 (Труды ВИГМ. Вып. 22).

5. Дягилев А. И. Влияние профилирования обратных каналов отвода погружного насоса на напор II и последующих ступеней. — Энергомашиностроение. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1964, с. 57—62 (Ученые записки аспирантов и соискателей ЛПИ им. М. И. Калинина).

6. Дягилев А. И. Разработка и исследование проточной полости погружного насоса ЭПН-6. — Гидромашиностроение. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1965, с. 46—52 (Труды ЛПИ № 246).

7. Костенко С. И. Экспериментальное исследование износостойкости и эксплуатационных свойств погружного насоса 6АПВ-9×12. —«Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства», 1961, № 6, с. 52—53.

8. Кулибабин А. Г. О применении погружных артезианских электронасосов типа АП и АПВ в качестве насосов второго подъема. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1962, № 7, с. 19—21.

9. Краткий обзор научных исследований по водному хозяйству СССР 1959—1960 г. Отв. ред. Звонков В.В. и Фаворин Н. Н. М., АН СССР, 1963. 126 с.

10. Лившиц С. П. О влиянии закрутки потока и углов атаки при входе в рабочее колесо центробежного компрессора. — «Энергомашиностроение», 1958, № 12, с. 15—20.

11. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. Изд. 2-е. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1966. 364 с.

12. Ломакин А. А. и Горгиджанян С. А. Исследование и отработка ступени питательного насоса сверхвысокого давления к турбоустановке К-300-240 ЛМЗ. — Гидромашиностроение. М.—Л., Машгиз, 1961, с. 142—158 (Труды ЛПИ № 215).

13. Ляпков П. Д. О гидравлическом к. п. д. погружных центробежных насосов для скважин. — «Вестник машиностроения», 1965, № 9, с. 34—35.

14. Михайлов А. К. Исследование ступеней центробежного питательного насоса с различной входной циркуляцией. — «Энергомашиностроение», 1961, № 4, с. 17—20.

15. Михеев О. П. Автоматические водоподъемные установки для систем местного водоснабжения. М., Стройиздат, 1964. 78 с.

16. Намитоков К. К. Исследование осевого давления на подпятник погружного электродвигателя от гидравлической нагрузки центробежного насоса. — «Вестник машиностроения», 1958, № 9, с. 19—23.

17. Николаенко И. И. Водопонижение погружными электронасосами ЭПЛ-6 и ЭПЛ-8 в Кривбассе — «Металлургическая и горнорудная промышленность», 1961, № 4, с. 79—81.

18. Погружные и артезианские насосы. Каталог-справочник. М., изд-во «Машиностроение», 1964. 46 с.

19. Правила 27—54 по применению и проверке расходомеров с нормальными диафрагмами, соплами и трубами Вентури. М., Стандартгиз, 1960. 165 с.

20. Римша В. П. Погружные насосы с герметизированными водозаполненными электродвигателями. — «Монтажные и специализированные работы в строительстве», 1961, № 2, с. 20—21.

21. Руднев С. С. Баланс энергии в центробежном насосе. — «Химическое машиностроение», 1938, № 3, с. 17—26.

22. Синенко Ю. И. К вопросу снижения потерь в рабочем колесе ступени низкой быстроходности. — Исследование гидромашин. М., 1963, с. 65—92 (Труды ВИГМ. Вып. 32).

23. Смирнов Ю. С. Новые глубинные насосы погружного типа и опыт их применения на строительстве гидроузлов. Строительство гидроэлектростанций. 1964, с. 13—32. Экспресс-информация ин-та «Оргэнергострой». Вып. 146.

24. Спышнов П. А. Развитие водоснабжения и канализации в городах СССР. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1960, № 6, с. 1—4.

25. Степанов А. И. Центробежные и осевые насосы. М., Машгиз, 1960, 463 с.

26. Татаринов С. И. Шире использовать артезианские погружные насосы в практике водоснабжения. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1961, № 4, с. 29—30.

27. Хохловкин Д. М. Новые погружные насосы с деталями из капрона. — «Горный журнал», 1962, № 1, с. 52—54.

28. Хохловкин Д. М. Глубинные насосы для водопонижения и водоснабжения. Изд. 3-е. М., Госгортехиздат, 1962. 242 с.

29. Шлиндман В. М. Результаты испытаний ступеней центробежных насосов с различной закруткой потока на входе в рабочее колесо. — «Энергомашиностроение», 1964, № 11, с. 14—17.

30. Яременко О. В. Комплексный показатель качества для насосов. — Проблемы повышения экономичности и надежности гидромашин. Харьков, 1966, с. 78—81 (Тезисы докладов).

ОГЛАВЛЕНИЕ

Сергей Аршакович Горгиджанян
и Александр Иванович Дягилев

**ПОГРУЖНЫЕ НАСОСЫ
ДЛЯ ВОДОСНАБЖЕНИЯ
И ВОДОПОНИЖЕНИЯ**

Редактор издательства **В. М. Рошаль**
Обложка художника **О. П. Андреева**
Технический редактор **О. В. Сперанская**
Корректор **С. Я. Кудерская**

Сдано в производство 19/VII 1967 г.
Подписано к печати 14/XII 1967 г.
М-10678. Формат бумаги 60×90/16. Бумага типографская № 1
Печ. л. 7,5 (1 вклейка). Уч.-изд. л. 6,9
Тираж 8500 экз. Заказ 1679 Цена 37 коп.

Ленинградское отделение издательства «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Ленинград, Д-65, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6
Главполиграфпрома Комитета по печати при Совете
Министров СССР
Ленинград, ул. Моисеенко, 10

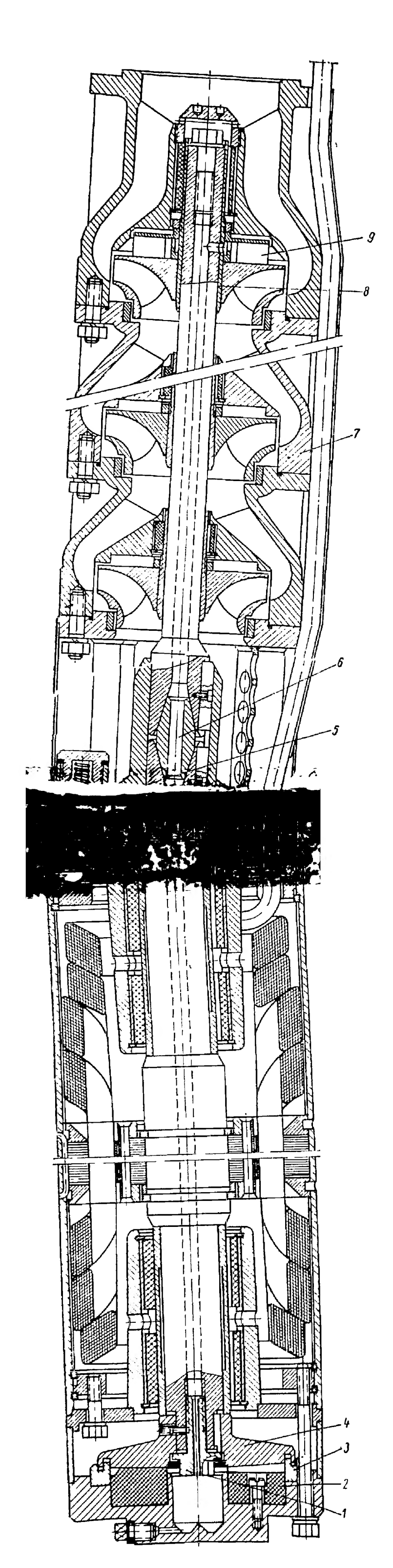


Рис. 15. Насос ЭПНЛ10-100×95

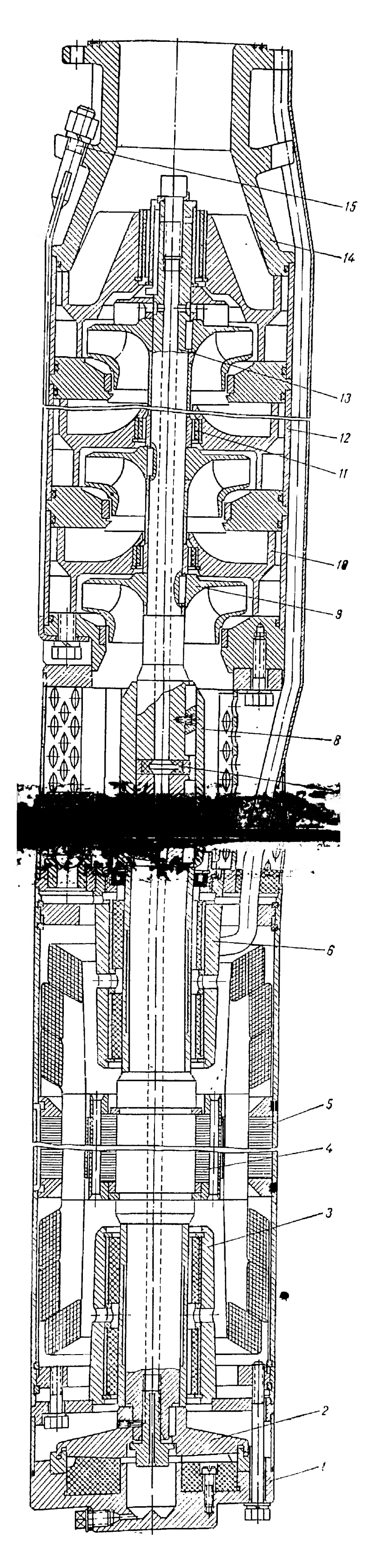


Рис. 41. Насос ЭПН-6